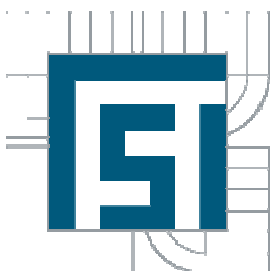


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

STUDIE STIRLINGOVA MOTORU

STUDY OF STIRLING ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAN NĚMEC

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK KAPLAN, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok :2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student(ka):Bc. Jan Němec

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Studie Stirlingova motoru

V anglickém jazyce:

Study of Stirling Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Studium problematiky Stirlingova motoru s cílem vytvořit vlastní koncepci tepelných výměníků.

Cíle diplomové práce:

Zpracovat vlastní koncepci tepelných výměníků používaných ve stavbě Stirlingových motorů, provést jejich termodynamickou analýzu a porovnání s používanými koncepcemi.

Seznam odborné literatury:

Walker, G.: Stirling Engine

Organ, A. J.: The regenerator and Stirling Engine

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013

V Brně, dne 26. 11. 2012

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato práce se zabývá konstrukčním řešením stirlingova motoru s beta modifikací za zvýšením termické účinnosti regenerátoru. V této práci je snahou o navrhnutí regenerátoru, respektive navrhnutí cest pracovního media přes ohřívák a tepelný výměník až do chladné komory. To vše za použití různých konstrukčních prvků. Dále se tato práce zabývá pevnostní analýzou s využitím počítačových softwaru.

KLÍČOVÁ SLOVA

Robert Stirling, Stirlingův motor, beta modifikace Stirlingova motoru, Schmidtova metoda pro beta modifikaci, regenerátor Stirlingova motoru.

ABSTRACT

This work deals with the structural design of the Stirling engine beta modifications for increasing the thermal efficiency of the regenerator. This work is an attempt to propose a regenerator, or propose ways of working fluid through the heater and the heat exchanger to cool the chamber. All using different design elements. Furthermore, this work deals with stress analysis using computer software.

KEYWORDS

Robert Stirling, Stirling engine, beta Stirling engine modifications, Schmidt method for beta modification, Stirling engine regenerator.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Němec, J. Studie Stirlingova motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 42 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2013

.....

Jan Němec



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji za odbornou pomoc vedoucímu práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.
Děkuji své rodině za podporu.



OBSAH

Úvod	10
1 Rešerže stirlingova motoru	11
1.1 Robert Stirling	11
1.2 Historie Stirlingova motoru	13
1.3 Současnost Stirlingova motoru	17
2 popis stirlingova motoru	20
2.1 Princip Stirlingova motoru	20
2.2 modifikace stirlingova motoru	21
2.3 ideální termodynamický oběh stirlingova motoru	23
2.3.1 Výpočet práce stirlingova motoru	25
2.4 skutečný termodynamický oběh stirlingova motoru	26
3 Schmidtova metoda	30
3.1 Odvození vzorců pro daný typ stirlingova motoru	30
3.2 Použití vzorců pro vlastní model stirlingova motoru	37
4 konstrukční řešení a pevnostní analýza stirlingova motoru s dvoucestným regenerátorem 42	
4.1 Kliková hřídel	43
4.2 Ojnice pracovního pístu	44
4.3 Ojnice přemísťovacího pístu	47
4.4 Samočinný dvoucestný ventil	48
5 Předběžný výpočet výměníku tepla v regenerátoru	50
Závěr	52
Seznam použitých zkratk a symbolů	54
Seznam příloh	56



ÚVOD

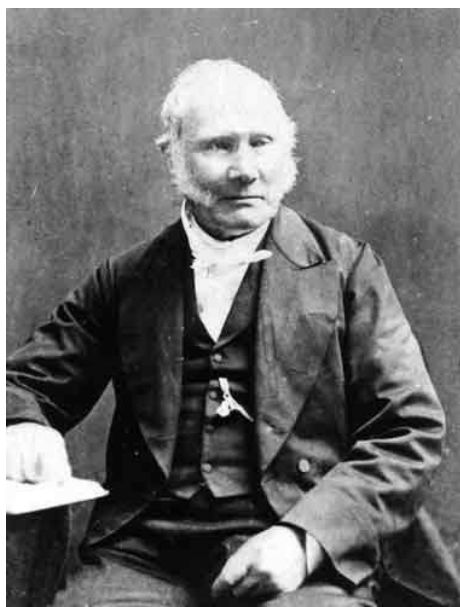
Cílem této práce je navrhnout stirlingův motor s klikovým mechanismem s beta modifikací. Dále se tato práce zabývá konstrukčním návrhem tepelného výměníku a analýzou samotného termodynamického oběhu.



1 REŠERŽE STIRLINGOVA MOTORU

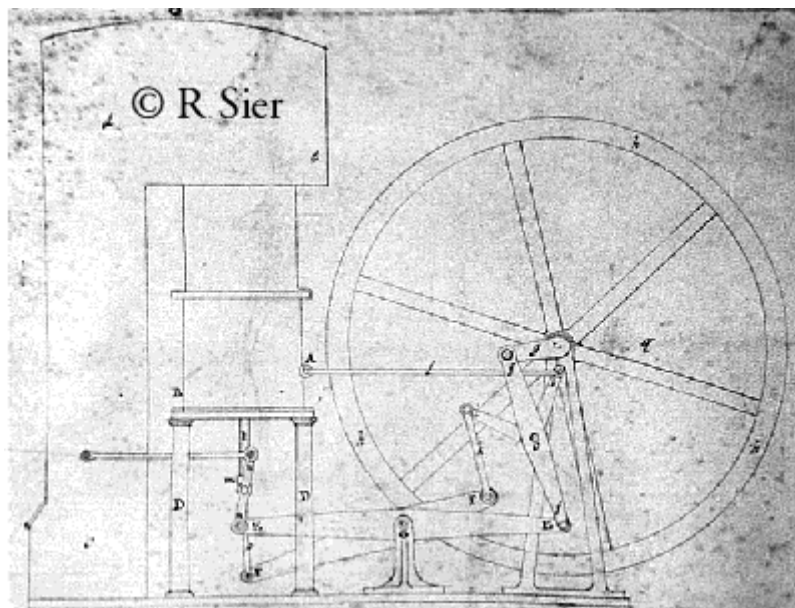
1.1 ROBERT STIRLING

Reverend Dr. Robert Stirling, který se narodil 25. Října 1790 v Cloag Hospodářství u Methven , Perthshire , třetí z osmi dětí, zdědil po svém otci a dědovi Michaelovi Stirlingovi sklony ke strojírenství. Avšak sám šel studovat na univerzitu v Edinburghu (1805-1808), kde studoval latinu, řečtinu, logiku, matematiku a právo. V roce 1809 se zapsal na univerzitu Glasgow, kde absolvoval pět semestrů. Roku 1814 se opět zapsal na univerzitu v Edinburghu, kde studoval bohosloví. O rok později byl přezkoušen presbyterstvem v Dunbartonu , které ho po obvyklých prověrkách shledalo kompetentním k tomu, aby kázal slovo boží. Roku 1816 byl zmocněncem vévody z Portlandu přidělen do Laigh Kirk, kde po souhlasu presbytáře Irvinea a různorodých zkouškách byl ustanoven ministrem druhého církevního sboru v Laigh Kirk. Díky svému dědovi (Michael Stirling), který vynalezl mlátičku, měl blízko ke strojírenství jak otec (Patrick Stirling) Roberta, tak Robert sám. Robert pomáhal v údržbě mlátiček. 27. Zář 1816 žádal o udělení patentu Horkovzdušného motoru, dnes známého jako Stirlingův motor. Jeho patent byl zapsán 20. ledna 1817. Na tomto vynálezu pracoval i po přestěhování do Kilmarnocku, kde se setkal s Thomasem Mortonem, který byl také zapálen do nových myšlenek. Thomas Morton se nejvíce proslavil vylepšením tkalcovského stavu.



Obrázek 1: Robert Stirling

V další etapě svého života se Robert Stirling spojil s Thomasem Mortonem a společně si zajistili prosotory, který byly speciálně pro ně postaveny. V těchto prostorách společně pokračovali v experimentech a navzájem si vyměňovaly své zkušenosti a dovednosti.



Obrázek 2: nákres Stirlingova motoru pro patentový úřad

Robert Stirling se 10. června 1819 oženil s Jean Rankinovou, dcerou Williama Rankina, který obchodoval s vínem v Kilmarnocku, a jeho ženy Jeany McKayové. Jean Rankinova se narodila v Kilmarnocku 27. června 1800. Její rodina byla nakloněna k inženýrství stejně jako Stirlingův otec. Robert měl sedm dětí. Jeho první syn Patrick narozen 29. června 1820 se stal drážním inženýrem. Druhým dítětem byla dcera jménem Jane, narozena 25. září 1821, která se starala o své sourozence. Dále byl syn William, narozen 14. listopadu 1822, který se stal stavebním a železničním inženýrem v Jižní Americe. Syn Robert narozen 16. prosince 1824, se stal železničním inženýrem v Peru. David, narozen 12. října 1828, se stal ministrem Craigie, Ayrshire. James narozen 2. října 1835 se věnoval drážnímu inženýrství. Poslední dcera Agnes narozena 22. červenec 1838 se stala umělkyní.

Robert Stirling byl muž, který společně se svou ženou vychoval 7 dětí a zanechal odkaz lidstvu minimálně v teplovzdušném motoru, který ještě není na konci svých možností. Zemřel v Galstonu 6. června 1878



Obrázek 3: dům Laigh Kirk



1.2 HISTORIE STIRLINGOVA MOTORU

Robert Stirling vynalezl tento teplovzdušný motor s vnějším spalováním z důvodu bezpečí lidí, kteří pracovali kolem něho. Šlo o personál, který se pohyboval kolem parních strojů. Tyto parní stroje byly také v začátcích a docházelo u nich k výbuchu kotle. Poprvé samotný princip, jednoduchost a dynamiku stirlingova motoru vysvětlil roku 1850 profesor McQuorne Rankine. Mezi nejvýznamnější vynálezy Roberta Stirlinga patří samotný regenerátor, jeho slovy ekonomizér. Tento regenerátor má obrovskou zásluhu na účinnosti stirlingova motoru. Samotný regenerátor se používá dodnes i u jiných strojních zařízení. Regenerátor má za úkol odebírat teplo a toto teplo uložit do chvíle než ho bude potřeba zase odevzdat pracovnímu mediu.

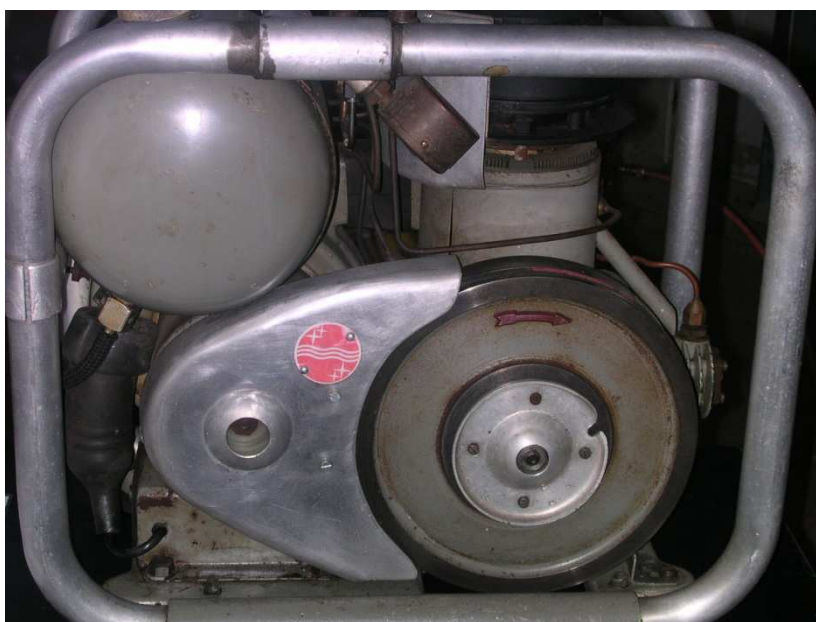
Samotný vývoj Stirlingova motoru je datován od jeho vynalezení a patentování z roku 1816 respektive 1817 až dodnes. První, v té době nazýván horkovzdušný motor, byl postaven a uveden do provozu roku 1818 a pracoval v místním kamenolomu pro čerpání vody z lomu. Samotný horkovzdušný motor měl výkon 2 HP (1,49 kW). Kamenolom se nacházel v Ayrshire ve Skotsku. Tohoto typu se nevyrobil pouze jeden kus. Další se používaly pro čerpání vody pro dobytek, zavlažování, ale také různé přečerpávání vod z nádrží. Tento horkovzdušný motor pracoval bez ekonomizéru. Robert Stirling poté vynalezl ekonomizér, který si také nechal patentovat. Poté společně se svým bratrem Jamesem Stirlingem, který měl taky vlohy pro techniku, patentovali a vylepšovali různé konstrukční uspořádání prvků původního stroje. Mimo jiné mezi jejich vylepšení patřilo i zvýšení tlaku v horkovzdušném motoru. Díky tomuto vylepšení se jim podařilo v roce 1843 postavit motory, které hnaly všechny stroje ve slévárně oceli v Dundee ve Skotsku, čímž nahradil nebezpečné parní stroje. Ovšem to přeplnění a následné zvýšení teploty zapříčinilo, že Stirlingův motor přestával být spolehlivý. Nejčastěji se porouchal právě horký válec. Z důvodu největšího jak tepelného tak silového namáhání. I přesto, že se tyto horkovzdušné motory porouchaly, pořád byly bezpečnější než parní stroje, který byly také ve svých začátcích. Ovšem díky těmto poruchám se motor stával stále více nespolehlivým, když ho po 4tyřech letech, za kterých měl třikrát porouchaný horký válec, byl nahrazen za parní stroj. Po tomto neúspěchu se nespíše bratři Stirlingové přestali zabývat vývinem jejich motoru, i když to není jisté, protože o tom nejsou žádné záznamy. Poslední ránou pro Stirlingův motor bylo vylepšení parního Stroje respektive jeho kotle tak, že se parní stroj stal bezpečnějším. Přibližně od roku 1860 stirlingův motor nahradil parní stroj. Horkovzdušný motor byl stále používán jako malý nebo střední motor pro pohon různých spotřebičů v domácnosti, pro pohon vrtaček a dále se používal pro čerpání nebo přečerpávání vody, ať už v lomech nebo jako zavlažování, vyschlých polí na západě Severní Ameriky. Také se používal pro stlačení vzduchu, který byl využíván v kostelech při hraní varhan. Zde mohli pracovat z důvodu snížení pracovní teploty a tudíž i zvýšení spolehlivosti i za cenu nižší efektivity. Další výhodou bylo nenáročnost obsluhy. Proto se tyto motory používaly i v domácnostech, kde nehrozil žádný výbuch, a nebylo potřeba vyškoleného pracovníka. Což v roce 1906 firma Rider-Ericsson Engine Co ve svém katalogu zaručovala. Tímto veškerá činnost kolem Stirlingova motoru utichla a to z důvodu nástupu elektromotorů a spalovacích motorů, který převyšovaly svými přednostmi.

Vzkříšení pro Stirlingův motor provedla firma Philips. Firma Philips se potřebovala prosadit se svými radiopřijímači v oblastech, kde nebyl elektrický proud. Z tohoto důvodu opět oživila výrobu Stirlingových motorů. Proto pověřila firma Philips skupinu techniků z Eindhovenu, aby vyhotovila alternativní cestu k dosažení tohoto záměru. Z jejich výsledků vyšlo, že



nejlepší alternativou bude opravdu Stirlingův motor a to z několika důvodů. Mezi nejdůležitější patřilo nerušení rádiových frekvencí, klidný a tichý chod a schopnost pracovat s různými zdroji tepla. Další důvod, který je vedl k použití stirlingova motoru, byla absence dalšího vývoje a také vyvíjení nových materiálů. Tento motor se začal plánovat roku 1938 s výkonem 200 W. Dále při vývoji tohoto typu motoru zjistil, že pracovní mediu vzduch, které se dříve používalo je lepší nahradit plynem s menší molekulovou hmotností jako jsou helium nebo vodík.

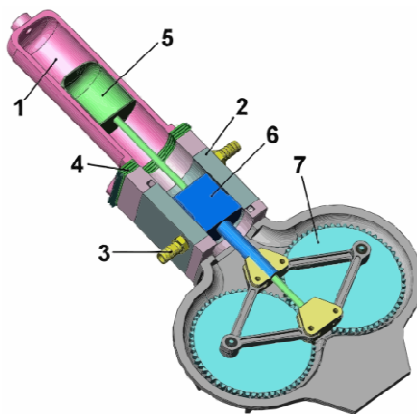
Dalším milníkem Stirlingova motoru byl rok 1951, kdy byl motor pro generátorovou sadu vyhotoven s konečným výkonem 180/200W a označován jako MP1002CA. Plánovalo se vyrobít první serii o 250 kusech. Zde Stirlingův motor opět zaznamenal porážku, protože začal nástup tranzistorových přijímačů, které měly daleko menší spotřebu. Proto jim stačily malé baterie. Při spočítání výrobních nákladů generátorové sady a tranzistorového přijímače byla výroba Stirlingova motoru zastavena. I přes toto zastavení bylo vyrobeno 150 kusů, které našly své umístění v různých zařízeních jako například technické univerzity a muzea.



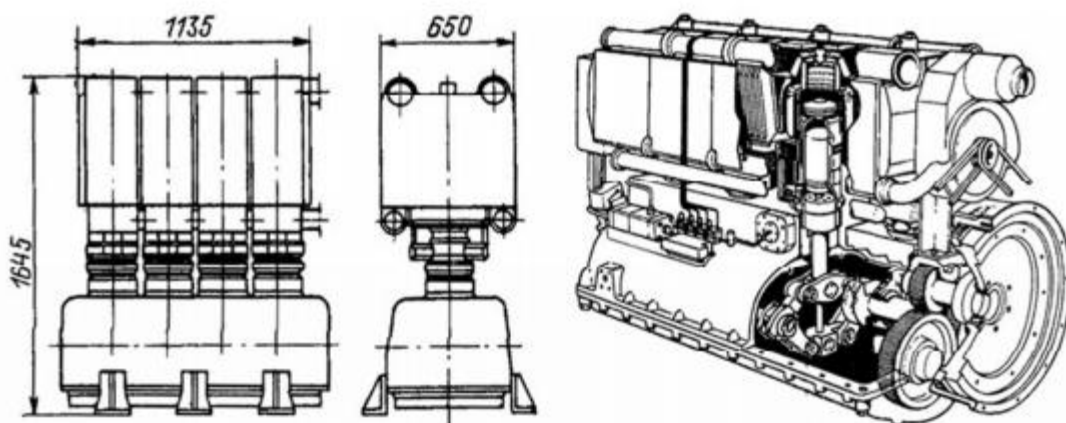
Obrázek 4: generátorová sada MP1002CA



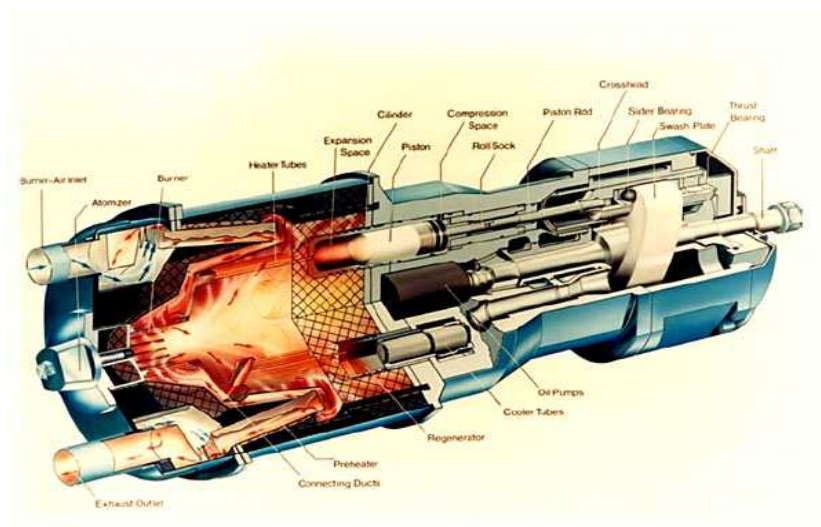
V roce 1968 švédská FFV Group vytvořila společně s dalšími švédskými společnostmi skupinu, kterou pojmenovali United Stirling. Tato společnost se zabývala vývojem a možnostmi stirlingova motoru pro užití v praxi. To vše kvůli blížící se ropné krizi, která chtěla omezit používání jiných pohonných hmot, než byl benzín a nafta. Tato společnost začala vyvíjet za podpory patentu Philips motor o výkonu 200 HP (149 kW). Tento motor měl být montován do autobusů, nákladních vozidel, terénních vozidel a ponorek. Philips v letech 1969 – 1970 vynalezl Stirlingův motor s rombickým mechanismem, který nahradil klikový mechanismus. Tento motor byl v provedení čtyřválcovém, kde na každý válec byl objem 235 cm^3 . Tento motor byl přeplněn na střední tlak 22 MPa, dosahoval 3000 ot/min a jeho výkon činil 200 HP. Označení tohoto motoru bylo 4x234. Ovšem zase narazil s tímto přeplněním na životnost motoru. A proto United Stirling vynalezl obdobu tohoto motoru s tím rozdílem, že střední tlak činil 15 MPa a dosahoval otáček 1500 ot/min. United Stirling tento motor označil jako 4-65 Spolupráce United Stirling a Philips měli za úkol minimalizovat výrobní náklady, avšak i přesto se daný motor nevyráběl. Důvod jeho neúspěchu byl v jeho ceně, která by při výrobě 10 000 kusů ročně byla 2,5 krát vyšší než cena stejně výkonného vznětového motoru. A to vše z důvodu komplikovanosti motoru s rombickým mechanismem.



Obrázek 5: beta modifikace stirlingova motoru s rombickým mechanismem

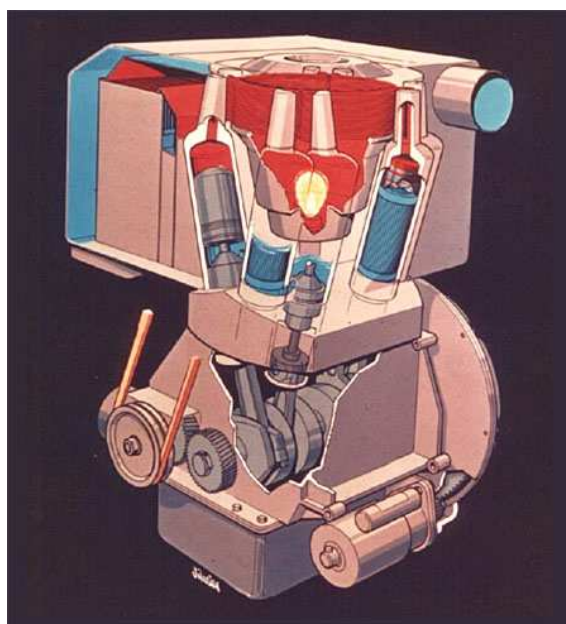


Obrázek 6: motor označení 4x234

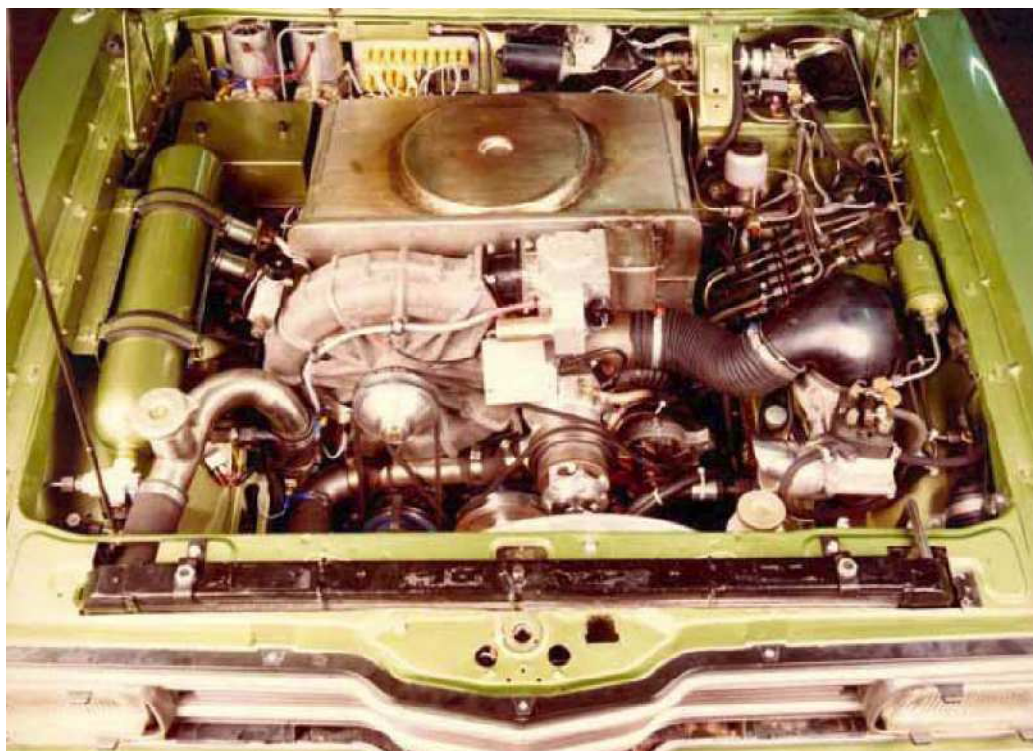


Obrázek 7: motor Philips 4-65

V letech 1947 United Stirling vynalezl nový motor s označením V4X2, který byl převzat a vyvinut z motoru Philips 4-65 obr. 7 a montován do osobního automobilu Ford Pinto s automatickou převodovkou. Tento vůz byl představen jako koncept firmě Ford, ale i přes jeho úspěch nebyl vyráběn. Tento vývoj pokračoval dále až do finálního provedení s motorem nesoucí označení V4X35, který byl v roce 1974 montován do vozu Ford Taurus s manuální převodovkou. Ovšem tato manuální převodovka byla nevhodná pro Stirlingův motor, u kterého je složité dosahováno změny otáček, respektive výkonu. Z tohoto důvodu nebyl ani tento koncept vyráběn, protože zařízení, které umožňovalo akceleraci a deceleraci vozu (respektive motoru), bylo příliš nákladné a drahé.



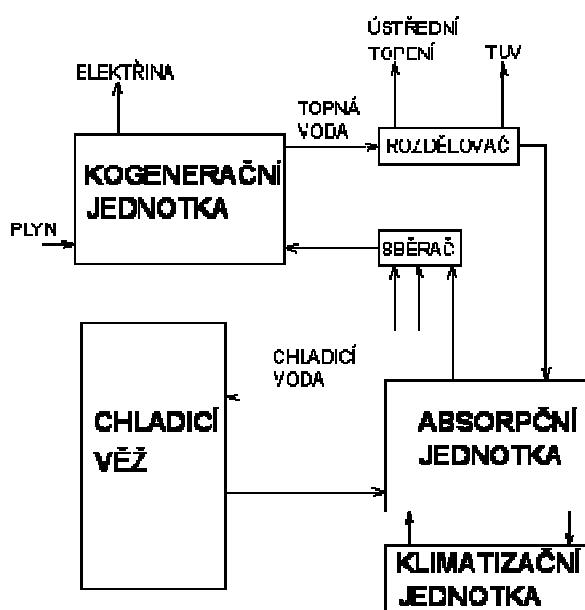
Obrázek 8: motor United Stirling V4X2



Obrázek 9: motor United Stirling V4X35 v automobilu Ford Taurus

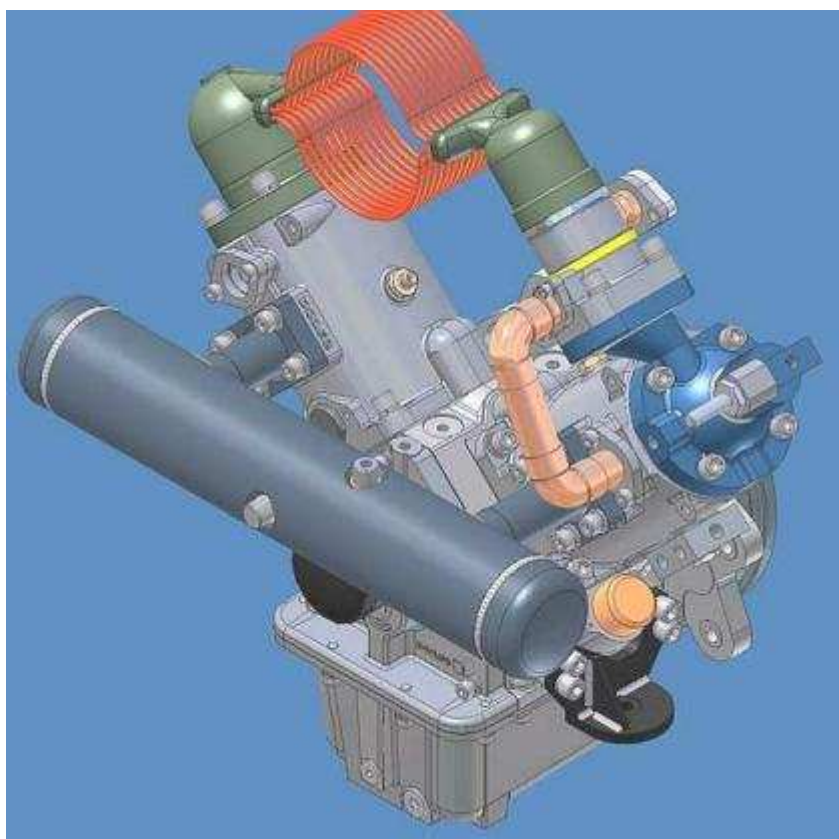
1.3 SOUČASNOST STIRLINGOVA MOTORU

V dnešní době se takřka samotný stirlingův motor nevyužívá. Skoro vždy je využíván v kombinaci výroby tepelné energie a výroby elektrické energie. Tímto způsobem se odstranila potřeba tolik daný motor přepínat na vysoké tlaky. Protože nižší termická účinnost je dohnána tím, že teplo, které nám za normální konstrukce uteče pryč, je dále využíváno. Například na ohřev vody. Zde se dále uplatňují jeho výhody jako je tichý chod, takřka bezúdržbový provoz a spolehlivost. Mezi další výhody patří různorodost spalovaného paliva, protože na rozdíl od spalovacích komor či spalovacích motorů ve stirlingově motoru můžeme spalovat téměř vše. I přes to se dnes využívají pouze plynná paliva. Je to z důvodu jednodušší konstrukce a snazší regulace tepla než u pevných paliv. Dalším důvodem využití plyných paliv je jejich dostupnost a obnova. Zde hovoříme o plynu metanu, který nám úplně zadarmo vzniká v zemědělských střediscích, konkrétně na hnojištích, kde při rozkladu chlévské mrvy dochází k jeho vzniku a uvolňování.



Obrázek 10: schéma využití odpadního tepla z kogenerační jednotky

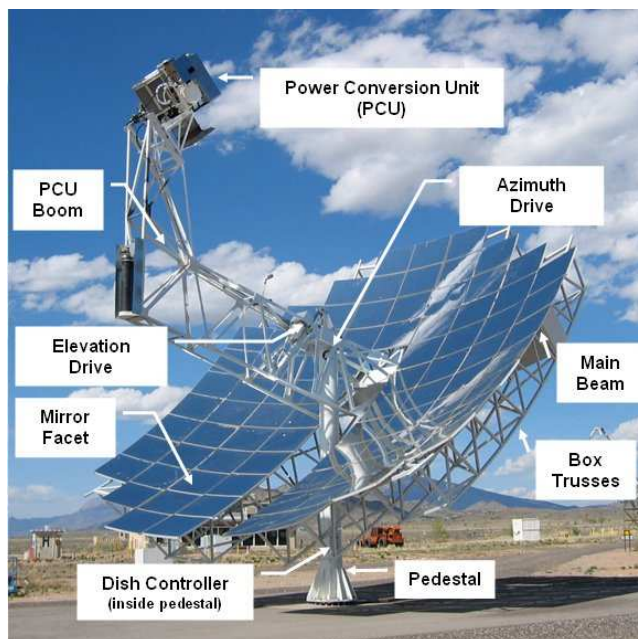
Mezi výrobce kogeneračních jednotek patří i český zástupce. Firma Tedom vyrobila v roce 2006 funkční jednotku s a modifikací.



Obrázek 11: Stirlingův motor s a modifikací od firmy Tedom



Další energií, kterou stirlingové motory využívají, je solární energie a to velice efektivně. Principem je parabolické zrcadlo usměrňující sluneční paprsky na horkou část stirlingova motoru. Je to jediný mechanismus vybavený klikovým mechanismem, který dokáže tuto energii využít. Firma SES (Stirling Energy System) vyvinula tyto jednotky, které převyšují svojí účinností fotovoltaické panely. Tato jednotka je vybaveny zrcadlem o průměru 11,4 m a disponuje výkonem 25 kW. Zde nezůstalo pouze u konceptu, ale dosáhlo se použití v reálném prostředí, kde tento stirlingův motor běžel 20 let. V dnešní době se připravuje sériová výroba. Samozřejmě o tento vývoj má zájem i NASA z důvodu výroby elektrické energie na vesmírných stanicích atd.



obrázek 12: popis výrobku firmy SES



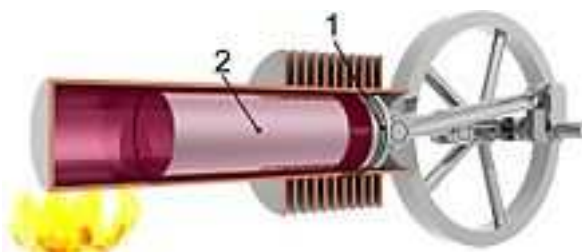
Obrázek 13: solární pole



2 POPIS STIRLINGOVA MOTORU

2.1 PRINCIP STIRLINGOVA MOTORU

Jak už bylo řečeno jedná se o horkovzdušný motor s vnějším spalováním, což znamená, že pracovní medium je ve válci nebo válcích (modle modifikace) stále stejné a jediné co se s ním děje je, že mění svou teplotu. Změna teploty nastává v horké komoře. Je to část válce, která se ohřívá. V této části válce dochází k ohřívání pracovního media a to izochoricky. Teplota pracovního media zde dosahuje okolo 800 K.



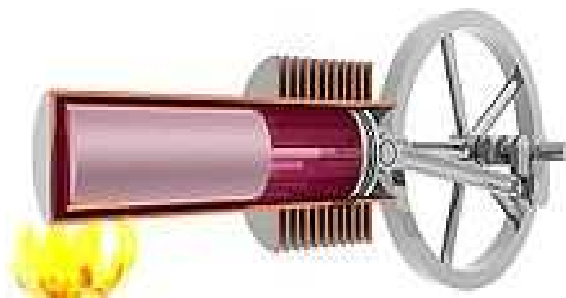
Obrázek 14: 20 izochorický ohřev v beta modifikaci, 1- pracovní píst, 2- přemísťovací píst

Díky teplu, které je předáváno pracovnímu mediu, nastane teplotní rozpínavost plynu, což nazýváme expanzí. Tato expanze zatlačí pracovní píst do dolní úvrati, čímž se koná práce. Tato práce se ukládá do setrvačníku, který musí být i zde, z důvodu překonání mrtvého bodu klikového mechanismu.



Obrázek 15: izotermická expanze

Zároveň při tomto přemísťování plynu, je plyn hnán přes ekonomizér, kde zanechává část tepla. Tím, že se plyn dostane do chladné komory, odevzdá teplo, které je třeba možné dále využívat. Toto ochlazení zpravidla bývá na 80 °C. Po této fázi se písty pohybují proti sobě, čímž dochází k přemísťování pracovního media do horké komory. Toto pracovní medium je hnáno přes ekonomizér, kde se plyn ohřívá. Díky tomuto se zvyšuje termická účinnost stroje. V dnešní době je 70 % energie dodáváno z ekonomizéru a zbylých 30 % je dodáváno samotným ohřevem.



Obrázek 16: izochorické chlazení

Tím jak se plyn ochladil, nastala izotermická komprese. Pracovní medium se přesunulo do horké komory, kde nastává jeho pracovní fáze.



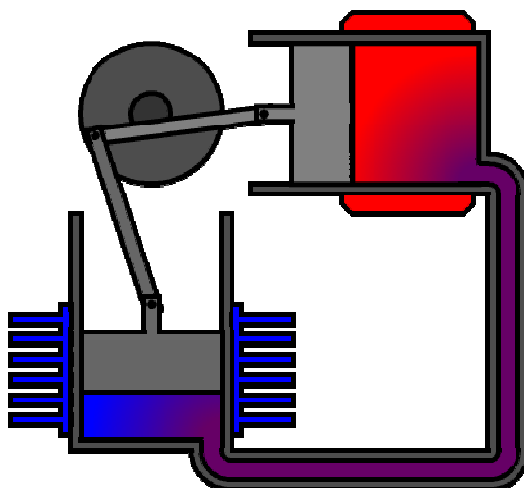
Obrázek 17: izotermická komprese

2.2 MODIFIKACE STIRLINGOVA MOTORU

Modifikace stirlingova motoru jsou 4 základní, přičemž nejvíce používanou je β -modifikace, jak už ve využití pro sériovou výrobu tak v kutilských dílnách, kde se tyto motory konstruují pro zábavu nebo jako ukázka typu stirlingova motoru, ale vždy se jedná o kusovou výrobu, nebo opravdu pouze o jeden kus

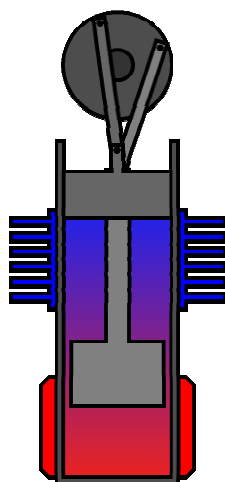
α -modifikace

Jedná se o konstrukční provedení se dvěma písty a dvěma válci. Jedna komora, která se skládá z pístu a válce je považována za horkou. To znamená, že tato komora přebírá tepelnou energii. Takto zahřáté pracovní medium vykonává práci, a píst ho tlačí přes regenerátor do chladné komory. Tato komora se skládá z druhého válce a pístu. U této modifikace nastává konstrukční problém z utěsnění teplé komory, konkrétně pístu. Je to z důvodu vysoké teploty a nedokonalého mazání. Výhodou je, že kliková hřídel má pouze jeden ojnicí čep. Posun pístu je dán úhlem, který svírají válce vůči sobě.

Obrázek 18: α -modifikace

β -modifikace

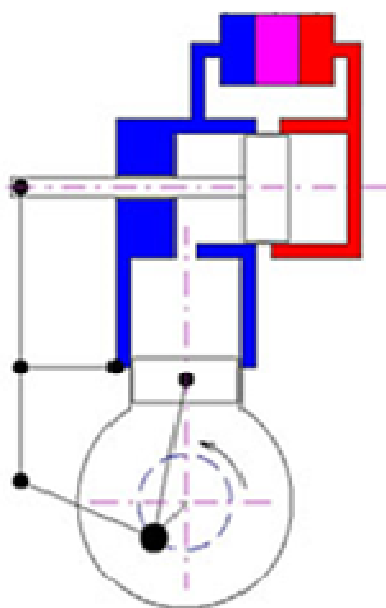
U této modifikace se používá pouze jeden válec ve kterém se posouvají dva písty. Jeden píst nazýváme pracovní a druhý přemísťovací a to z důvodu, že tento píst nám přemísťuje pracovní medium z horké komory do studené komory. Tento píst u základních modelů netěsní na ploše válce. Je to z důvodu, že pracovní medium musí kolem něj projít a dostat se do studené komory. Kvůli tomuto konstrukčnímu řešení se dá velice špatně uplatňovat regenerátor. Je to z důvodu malé plochy, kde by se mohla tepelná energie uskladnit. Proto se přemísťovací píst utěsní pomocí pístních kroužků a pracovní medium je hnáno bokem motoru přes trubkový výměník tepla, který je konstruován z kovových materiálů s dobrou tepelnou vodivostí. Někdy je pracovní medium hnáno přes měděné špony, které jsou místo trubkových výměníků. Kliková hřídel je složitější než u α -modifikace a to z důvodu, že písty jsou v jedné ose. Proto jsou na klice dvě ojnicí ložiska, která jsou vůči sobě posunuta o úhel 90° . Z konstrukčního hlediska jsou na klikové hřídeli tři ojnicí čepy, kde ten prostřední ojnicí čep je pro přemísťovací píst a zbylé dva postranní ojnicí čepy jsou pro pracovní píst. U této modifikace se setkáváme s problémem utěsnění pístnice v pracovním pístu, která je pro přemísťovací píst.

Obrázek 19: β -modifikace



γ -modifikace

tato modifikace se skládá ze dvou pístů a dvou válců. Dá se říct, že je to trochu jiné provedení β -modifikace. Je zde jinak konstrukčně vyřešený problém s regenerátorem z β -modifikace. Konstrukce je jednodušší než u β -modifikace. Ovšem tato konstrukce má menší kompresní poměr. Další nevýhodou je vyšší počet kluzných ploch. Kliková hřídel má opět pouze jeden ojnicí čep, protože požadovaný úhel, který nám zaručuje posun pístu, svírají osy válců.

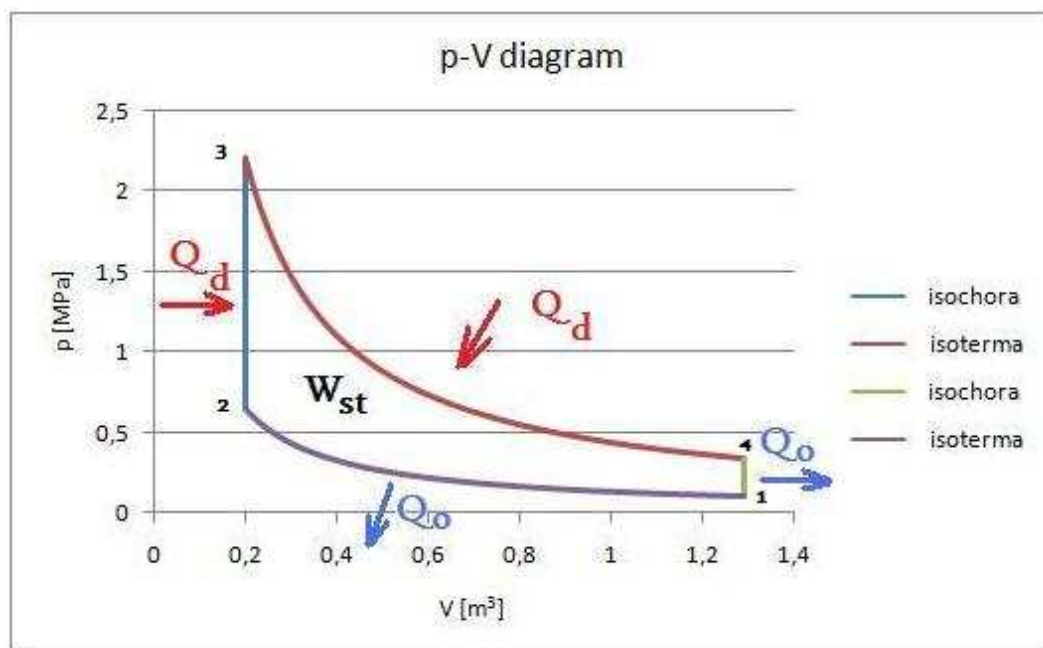


Obrázek 20: γ -modifikace

modifikací Stirlingova motoru je mnoho a další přibývají. Tyto výše vyjmenované modifikace jsou nejstarší a dávají základ dalším modifikacím, ať už těch vynalezených nebo těch, které na to teprve čekají.

2.3 IDEÁLNÍ TERMODYNAMICKÝ OBĚH STIRLINGOVA MOTORU

V tomto ideálním případě musíme zavést to, že účinnost regenerátoru je 100%, dále, že pracovní medium je ideální plyn, soustava je konzervativní a další předpoklady, které jsou uvedeny níže v kapitole Schmidtova teorie. V této podkapitole si hlavně ukážeme z jakých termodynamických cyklů se oběh skládá a jak tento cyklus vypadá v p-V diagramu a T-s diagramu. V dalším kroku ukážeme závislosti ztrát v p-V diagramu

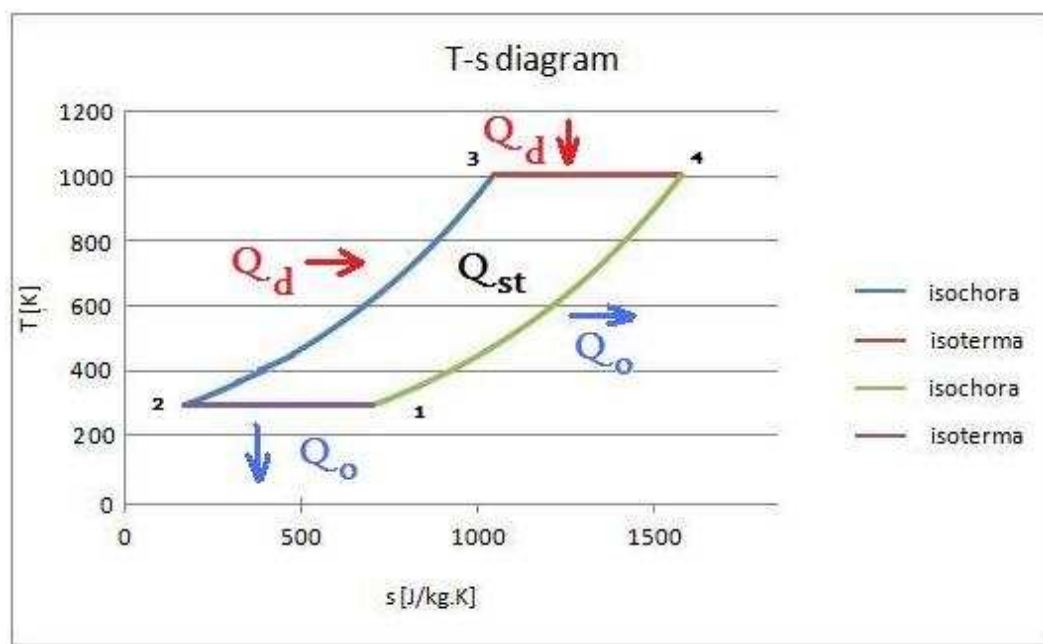


Obrázek 21: p-V diagram stirlingova motoru, Q_d -teplo dodané, Q_o -teplo odvedené, W_{st} -práce stirlingova motoru

Velikost tepla, které je přiváděno na isochoru je v ideálním případě rovno teplu odvedeném na druhé isochore. Z tohoto důvodu byl Robertem Stirlingem vynalezen regenerátor. Dnešní snahou je, aby regenerátory byly co nejúčinnější. Jestliže se účinnost regenerátoru rovnala 100%, potom by celková účinnost termodynamického oběhu byla stejná jako Carnotova termodynamického oběhu. Účinnost Carnotova termodynamického cyklu je dána vztahem

$$\eta = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (1)$$

Což je účinnost, která lze vůbec u tepelných strojů nejvíce dosáhnout. Ovšem pořád se jedná o ideální termodynamický oběh, který předpokládá, že se jedná o vratné děje, izotermický děj je nekonečně rychlý přestup tepla, dále se zde zanedbávají mrtvé prostory, což jsou prostory, které se nenacházejí ve studené komoře, regenerátoru a ani v horké komoře. Dále se uvažuje, že regenerátor má nekonečně rychlý přestup tepla a jeho tepelná kapacita je neomezena.



Obrázek 22: T-s diagram, Q_d -teplo dodané, Q_d -teplo odvedené, Q_{st} -teplo stirlingova motoru

2.3.1 VÝPOČET PRÁCE STIRLINGOVA MOTORU

Výpočet práce je obecně dán plochou uzavřeného termodynamického oběhu v p-V diagramu. Z tohoto předpokladu budeme vycházet.

$$W_{st} = \int_1^2 p \cdot dV + \int_3^4 p \cdot dV \quad (2)$$

Dále si nahradíme tlak p pomocí stavové rovnice

$$W_{st} = \int_1^2 \frac{n \cdot R \cdot T_C}{V} dV + \int_3^4 \frac{n \cdot R \cdot T_H}{V} dV \quad (3)$$

$$W_{st} = n \cdot R \cdot T_C \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} + n \cdot R \cdot T_H \cdot \ln \frac{V_4}{V_3}$$

Dalším krokem po integrování bude, že objem V_1 je stejný jako V_4 a že objem V_2 je shodný s objemem V_3 . Toto vše vyplývá z p-V diagramu.

$$W_{st} = -n \cdot R \cdot T_C \cdot \ln \frac{V_1}{V_2} + n \cdot R \cdot T_H \cdot \ln \frac{V_1}{V_2} \quad (4)$$

Konečný vztah pro výpočet práce ideálního stirlingova motoru je

$$W_{st} = n \cdot R \cdot (T_H - T_C) \cdot \ln \left(\frac{V_1}{V_2} \right) \quad (5)$$



Vzhledem k tomu, že obsah plochy v p-V diagramu je totožná s obsahem plochy v T-s diagramu, tak z toho vyplívá,

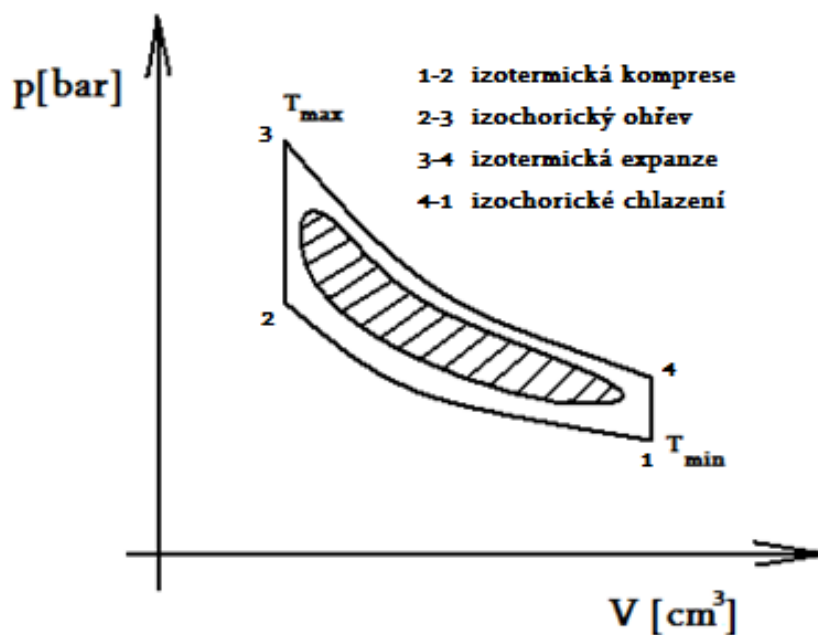
$$W_{st} = Q_{st} \quad (6)$$

2.4 SKUTEČNÝ TERMODYNAMICKÝ OBĚH STIRLINGOVA MOTORU

Rozdíl mezi ideálním a skutečným termodynamickým oběhem je dán tím, že idealizace, kterou jsem uvedl výše, nelze u skutečného oběhu ignorovat.

Vlivy, které ovlivňují tvar ideálního termodynamického oběhu.

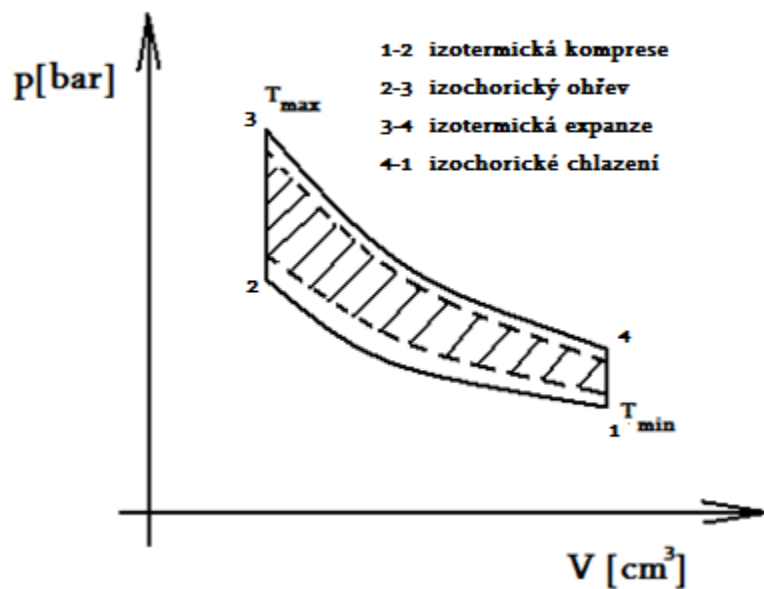
- a) Vliv charakteru pohybu pístu
V idealizaci považujeme pohyb pístu sinusový



Obrázek 23: schéma vlivu charekteru pohybu pístu

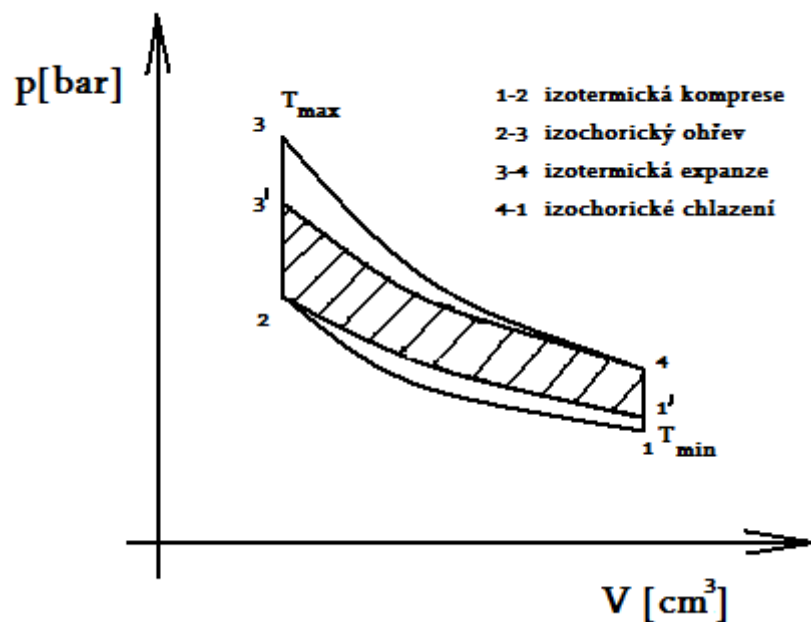


b) vliv nedokonalé výměny tepla v ohřívači a chladiči.



Obrázek 24: schéma vlivu charakteru ztráty tepla v chladiči a ohřívači

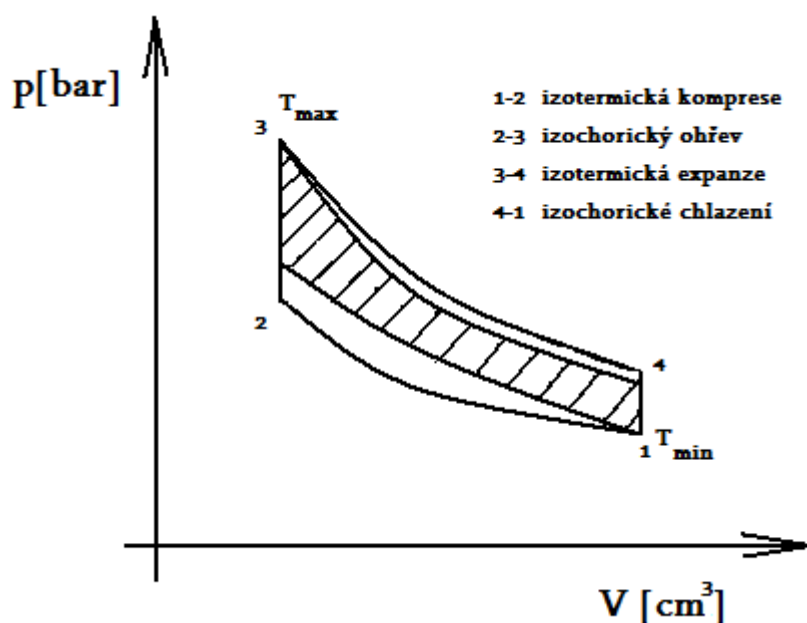
c) vliv nedokonalé výměny tepla v regenerátoru



Obrázek 25: schéma vlivu charakteru nedokonalé výměny tepla v regenerátoru



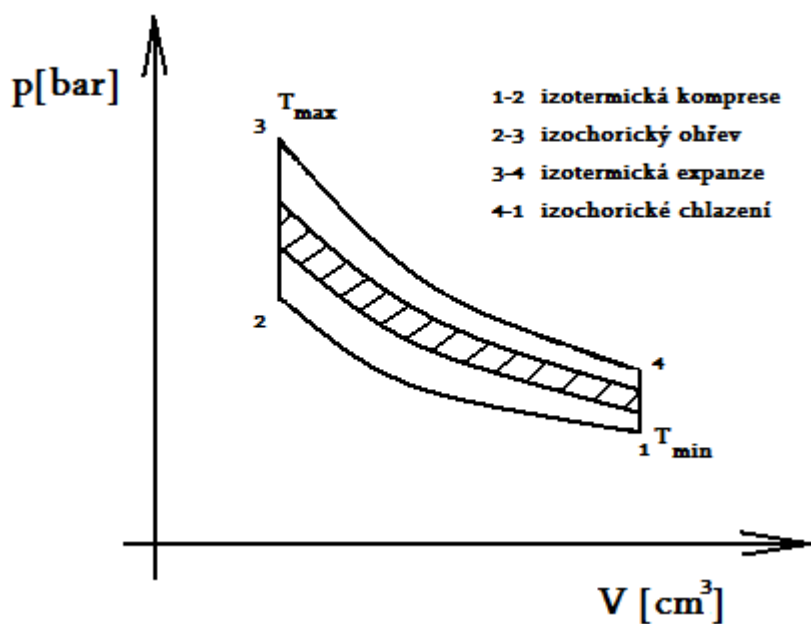
d) vliv ztrát pracovního media v důsledku netěsnosti pracovního prostoru



Obrázek 26 : schéma vlivu ztrát pracovního media

e) Ztráty v mrtvém objemu

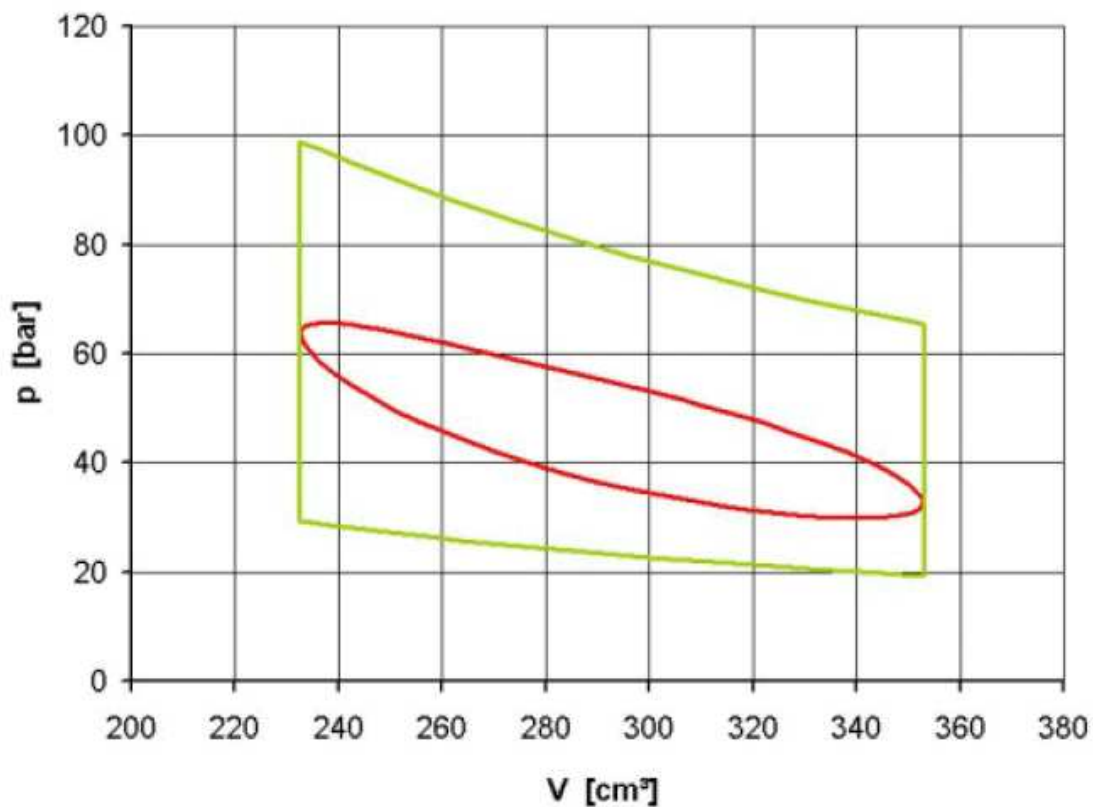
Tyto ztráty jsou v objemu, který se nachází v tepelných výměnících a přívodních a odvodních trubkách k těmto výměníkům.



Obrázek 27: schéma vlivu ztrát v mrtvém objemu



Pokud tyhle všechny aspekty zahrneme do jednoho p-V diagramu, potom dostaneme skutečný termodynamický oběh stirlingova motoru.



Obrázek 28: porovnání ideálního a skutečného termodynamického oběhu stirlingova motoru



3 SCHMIDTOVA METODA

3.1 ODVOZENÍ VZORCŮ PRO DANÝ TYP STIRLINGOVA MOTORU

Roku 1871 profesor Gustav Schmidt odvodil analytické řešení pro Stirlingův motor se sinusovým pohybem pístů. Tato teorie představuje matematickou analýzu Stirlingova motoru a opírá se o následující zjednodušující předpoklady:

1. Pracovní medium je ideální plyn .
2. Regenerátor má 100% účinnost a je ideální
3. Jedná se o konzervativní soustavu tzn. že teplo které je dodávané do soustavy je bezzbytku předávané pracovnímu mediu
4. V soustavě nejsou žádné hydraulické ztráty, tudíž tlak v celé soustavě je v daném okamžiku všude stejný
5. V každém místě motoru je teplota časově konstantní
6. Změna teploty při průchodu regenerátorem je lineární
7. Změny objemů se mění sinusově
8. Množství uzavřeného pracovního media je konstantní
9. V motoru se nevyskytuje tření

Nejdříve se vypočítají poměry jak teplotní tak i objemové. Tyto hodnoty jsou dány vztahy

$$\tau = \frac{T_C}{T_E} \quad (7)$$

$$\kappa = \frac{V_C}{V_E} \quad (8)$$

$$X_E = \frac{V_{DE}}{V_E} \quad (9)$$

$$X_C = \frac{V_{DC}}{V_E} \quad (10)$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_E} \quad (11)$$

$$X_B = \frac{V_B}{V_E} \quad (12)$$

$$T_R = \frac{T_E + T_C}{2} \quad (13)$$

, kde index C se vztahují ke kompresnímu prostoru a index E se vztahují k expanznímu prostoru. Index D se vztahuje k mrtvému objemu, index R popisuje objem regenerátoru a index B je tzv. přeběhlí prostor pístů. Dále rozlišujeme malá a velká písmena, kde velká se používají pro konstantní hodnotu a malá pro aktuální hodnotu.



Pro výpočet hmotnosti pracovního media se vychází ze stavových rovnic. Dále se vychází z předpokladu o zachování hmotnosti a toho, že tlak v celé soustavě je stejný v každém okamžiku.

$$\text{Stavová rovnice} \quad p \cdot V = M \cdot R \cdot T \quad (14)$$

Z tohoto vztahu se vyjádří vztahy pro výpočet jednotlivých objemů

$$M_e = \frac{p \cdot V_e}{R \cdot T_E} \quad (15)$$

$$M_c = \frac{p \cdot V_c}{R \cdot T_C} \quad (16)$$

$$M_R = \frac{p \cdot V_R}{R \cdot T_R} \quad (17)$$

$$M = M_e + M_c + M_R \quad (18)$$

A analogicky je i výpočet objemů

Pro další postup výpočtu použijeme stavovou rovnici, kterou si upravíme tak že rozepíšeme objemy a teploty a rovnici vynásobíme R a podělíme p.

$$\frac{M \cdot R}{p} = \frac{V_e}{T_E} + \frac{V_c}{T_C} + \frac{2 \cdot V_R}{T_E + T_C} \quad (19)$$

Dále tuto rovnici upravíme tak, že dosadíme teplotní poměr τ , a výslednou rovnici použijeme pro výpočet tlaku. Tato rovnice se dá použít jako univerzální rovnice pro výpočet tlaku u všech třech základních modifikací stirlingova motoru, které jsou uvedeny výše.

$$\frac{M \cdot R \cdot T_C}{p} = V_e \cdot \tau + V_c + \frac{2 \cdot V_R \cdot \tau}{1 + \tau} \quad (20)$$

Abychom mohly z rovnice (20) vypočítat hodnotu tlaku p, musíme nejdříve zjistit hodnoty objemů V_e a V_c , které získáme z výpočtu geometrie dané modifikace. V našem případě se jedná o β -modifikaci. Tyto vzorce pro výpočet objemů jsou závislé na natočení klikového hřídele φ . Proto u indexu používáme malá písmena.

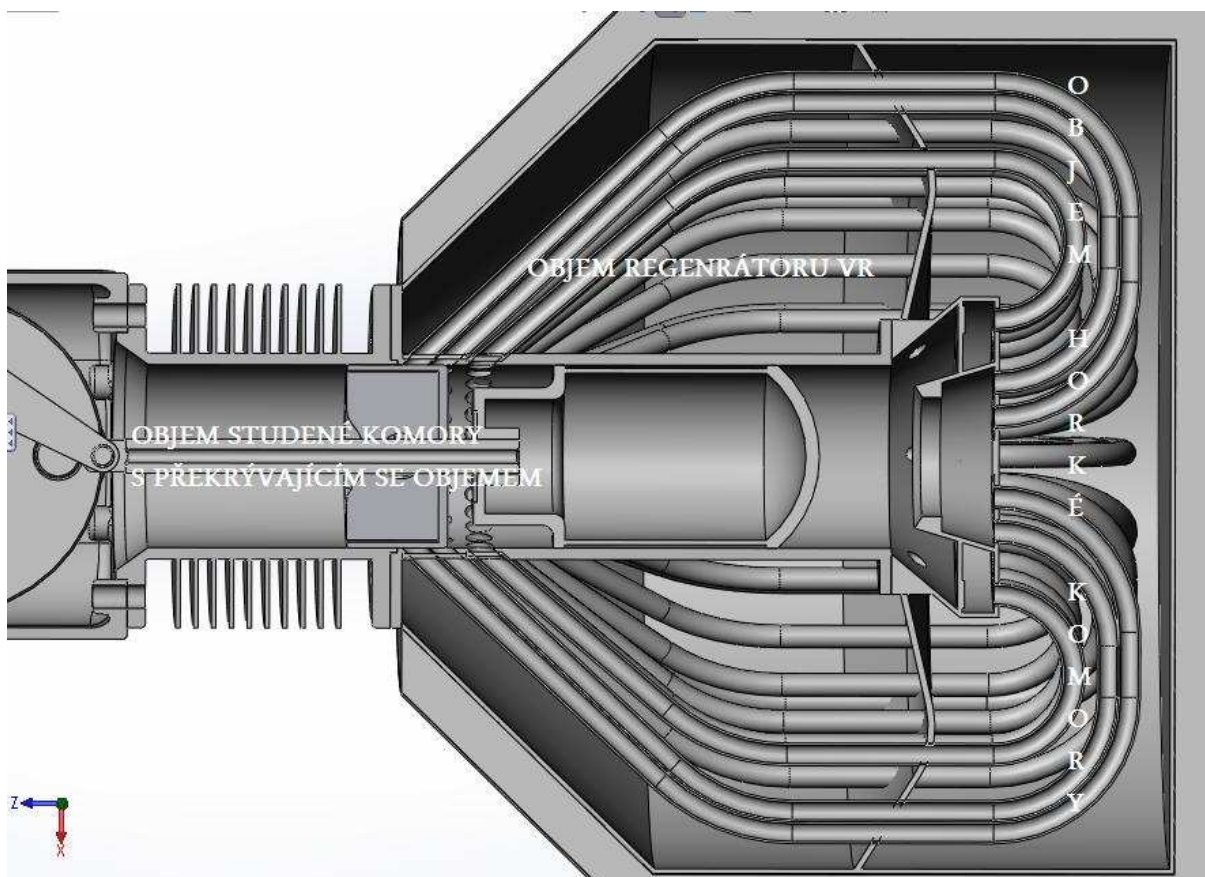
$$V_e = \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 - \cos \varphi) + V_{DE} \quad (21)$$



$$V_C = \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 + \cos \varphi) + \frac{1}{2} \cdot V_C \cdot [1 - \cos(\varphi - \alpha)] + V_{DC} - V_B \quad (22)$$

, kde α znamená posunutí pístu, v beta modifikaci tento úhel nejdeme na klikové hřídeli. Ve vztahu pro výpočet kompresního objemu představuje první vztah objem, který odpovídá pohybu přepouštěcího pístu. Druhý člen odpovídá objemu, který odpovídá pohybu pracovního pístu, který je posunutý o úhel α . Třetí člen je pro mrtvý objem a poslední člen je tzv. překrývající se objem, který je dán vztahem

$$V_B = \frac{V_E + V_C}{2} - \sqrt{\frac{V_E^2 + V_C^2}{4} - \frac{V_E \cdot V_C}{2} \cdot \cos \alpha} \quad (23)$$



Obrázek 29: geometrie navrhovaného stirlingova motoru



Nyní vzorce pro výpočet okamžitých hodnot objemů (21), (22) a (23) dosadíme do rovnice (20), kterou budeme dále upravovat, tak abychom dostaly okamžitou hodnotu tlaku ve stirlingově motoru.

$$\frac{M \cdot R \cdot T_C}{p} = \tau \cdot \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 - \cos \varphi) + V_{DE} \cdot \tau + \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 + \cos \varphi) + \frac{1}{2} \cdot V_C \cdot [1 - \cos(\varphi - \alpha)] + V_{DC} - V_B + \frac{2 \cdot V_R \cdot \tau}{1 + \tau} \quad (24)$$

Dalším postupem úpravy je, že v rovnici nahradíme některé výrazy součiniteli, kteří jsou uvedeni výše. Jedná se o součinitelé objemové. Vzhledem k tomu, že všichni objemoví součinitelé mají ve jmenovateli V_E , tak úpravu provedeme tak, že výraz nejdříve podělíme V_E .

$$\frac{M \cdot R \cdot T_C}{p \cdot V_E} = \tau \cdot (1 - \cos \varphi) + 2 \cdot X_E \cdot \tau + (1 + \cos \varphi) + \kappa \cdot [1 - \cos(\varphi - \alpha)] + 2 \cdot X_C - 2 \cdot X_B + \frac{4 \cdot X_R \cdot \tau}{1 + \tau} \quad (25)$$

Dalším krokem je roznásobení závorek a uskládání členů.

$$\frac{M \cdot R \cdot T_C}{p \cdot V_E} = \left[2 \cdot X_E \cdot \tau + 2 \cdot X_C - 2 \cdot X_B + \frac{4 \cdot X_R \cdot \tau}{1 + \tau} + \kappa + 1 + \tau \right] + \cos \varphi - \kappa \cdot \cos(\varphi - \alpha) - \tau \cdot \cos \varphi \quad (26)$$

Výraz, který se nachází v hranaté závorce, se nazývá redukovaný objem objemu V_E . Tento výraz nahradíme koeficientem S .

$$S = 2 \cdot X_E \cdot \tau + 2 \cdot X_C - 2 \cdot X_B + \frac{4 \cdot X_R \cdot \tau}{1 + \tau} + \kappa + 1 + \tau \quad (27)$$



Dalším krokem a to posledním jsou úpravy druhého, třetího a čtvrtého členu v rovnici (26). V těchto výrazech se vyskytují goniometrické funkce a proměnná φ . Tyto náhrady budeme označovat písmeny a a B . Kde a a B jsou substituční koeficienty.

$$B = \sqrt{\tau^2 + 2 \cdot (\tau - 1) \cdot \kappa \cdot \cos \alpha + \kappa^2 - 2 \cdot \tau + 1} \quad (28)$$

$$a = \arctan\left(\frac{\kappa \cdot \sin \alpha}{\tau + \kappa \cdot \cos \alpha - 1}\right) \quad (29)$$

Dosazením substitučních koeficientů (28), (29) a koeficientu redukovaného objemu (27), dostaneme výraz, pomocí kterého vypočteme po úpravách výsledný okamžitý tlak ve válci.

$$\frac{M \cdot R \cdot T_C}{p \cdot V_E} = S - B \cdot \cos(\varphi - a) \quad (30)$$

Vzorec pro výpočet okamžitého tlaku v závislosti na natočení klikového hřídele. Jeden z možných vzorců pro výpočet okamžitého tlaku.

$$p = \frac{2 \cdot M \cdot R \cdot T_C}{V_E \cdot [S - B \cdot \cos(\varphi - a)]} \quad (31)$$

Vzhledem k tomu, že ve stirlingově motoru dochází k tzv. přeplňování, což je způsob jak zvýšit výkon stroje. Provádí se tak, že v ustáleném stavu se do pracovního prostoru natlačí pracovní medium. Velikost tlaků je různá, odvíjí se od konstrukce motoru. V minulosti byl použit i tlak o velikosti 200 atm, což je 20,265 MPa (více v kapitole historie stirlingova motoru). Z tohoto důvodu byl odvozen vzorec, ve kterém je závislost na středním tlaku ve válci motoru.

Odvození vzorce pro výpočet středního tlaku ve válci motoru.

$$p_m = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \oint p \cdot d\varphi = \frac{2 \cdot M \cdot R \cdot T_C}{V_E \cdot \sqrt{S^2 - B^2}}$$

$$\frac{2 \cdot M \cdot R \cdot T_C}{V_E} = p_m \cdot \sqrt{S^2 - B^2} \quad (32)$$



Dosazením do rovnice (31) rovnicí (32) dostaneme vztah pro výpočet okamžitého tlaku v závislosti na natočení klikového hřídele a hlavně námi požadovanou hodnotou neznámého středního tlaku, kterou si volíme.

$$p = \frac{p_m \cdot \sqrt{S^2 - B^2}}{S - B \cdot \cos(\varphi - a)} \quad (33)$$

Dále postupujeme výpočtem vykonané práce a přeneseného tepla

Vzhledem k tomu, že i zde bereme určitou idealizaci, která spočívá v izotermickém ději, budeme vycházet ze vzorce pro přenesené teplo

$$Q = P = \int p \, dV \quad (34)$$

Zde dosadíme rovnici pro výpočet tlaku a rovnice pro výpočet okamžitých objemů. Tyto rovnice jsou převzaté z jiného zdroje literatury, kde jsou i odvozené. Tvar těchto rovnic je následující.

$$p = p_m \cdot \frac{\sqrt{1 - \delta^2}}{1 + \delta \cdot \cos(\varphi - a)} \quad (35)$$

$$\text{Kde } \delta = \frac{A_W}{B_W} \quad (36)$$

$$A_W = \sqrt{\tau^2 + 2 \cdot \cos \alpha \cdot \tau \cdot \kappa + \kappa^2} \quad (37)$$

$$B_W = \tau + \kappa + \frac{4 \cdot \chi \cdot \tau}{\tau + 1} \quad (38)$$

$$\text{Kde } \chi = \frac{V_{DC} + V_{DE} + V_R}{V_E} \quad (39)$$

Dále potřebujeme okamžité objemy. Tento výpočet okamžitých objemů je obdobný jako je tomu výše, ale není zde zahrnut mrtvý objem, protože tento objem je zahrnutý v objemovém koeficientu χ . Proto tyto vzorce vypadají následovně.

$$V_e = \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 + \cos \varphi) \quad (40)$$

$$V_c = \frac{1}{2} \cdot \kappa \cdot V_E \cdot [1 + \cos(\varphi - a)] \quad (41)$$



Pro dosažení vzorců do rovnice (34) je nutné okamžité objemy derivovat podle φ

$$dV_e = -\frac{1}{2} \cdot V_E \cdot \sin \varphi \, d\varphi \quad (42)$$

$$dV_c = -\frac{1}{2} \cdot V_E \cdot \kappa \cdot \sin(\varphi - \alpha) \, d\varphi \quad (43)$$

Rovnice (35), (42) a (43) dosadíme do rovnice (34). Zde budeme rozlišovat jestli se jedná o teplo přivedené a nebo teplo odvedené. Teplo přivedené se nachází v teplé komoře, kterou označujeme jako expanzní. Tudíž pro výpočet tepla přivedeného budeme do vzorce (34) dosazovat tlak ze vzorce (35) a expanzní objem ze vzorce (42). U tepla odvedeného, které se nachází ve studené komoře, o které hovoříme jako o kompresním objemu, bude postup analogický. Pro výpočet se použijí rovnice (35) a (43).

$$Q_d = \int_0^{2\pi} \left[p_m \cdot \frac{\sqrt{1-\delta^2}}{1+\delta \cdot \cos(\varphi - \alpha)} \cdot \left(-\frac{1}{2} \cdot V_E \cdot \sin \varphi \right) \right] d\varphi \quad (44)$$

$$Q_o = \int_0^{2\pi} \left[p_m \cdot \frac{\sqrt{1-\delta^2}}{1+\delta \cdot \cos(\varphi - \alpha)} \cdot \left(-\frac{1}{2} \cdot V_E \cdot \kappa \cdot \sin(\varphi - \alpha) \right) \right] d\varphi \quad (45)$$

Jestli vytkneme z integrálu konstanty, můžeme použít tabulkový integrál.

$$\int_0^{2\pi} \frac{\sin(x+\gamma)}{X+Y \cdot \cos(x+\beta)} dx = \frac{2\pi}{Y} \cdot \left(\frac{X}{\sqrt{X^2-Y^2}} - 1 \right) \cdot \sin(\beta - \gamma) \quad (46)$$

Po použití tohoto tabulkového integrálu dostaneme vztahy.

$$\int_0^{2\pi} \frac{\sin(\varphi)}{1+\delta \cdot \cos(\varphi - \alpha)} d\varphi = 2\pi \cdot \left(\frac{-\delta}{\sqrt{1-\delta^2} \cdot (1+\sqrt{1-\delta^2})} \right) \cdot \sin \alpha \quad (47)$$

$$\int_0^{2\pi} \frac{\sin(\varphi - \alpha)}{1+\delta \cdot \cos(\varphi - \alpha)} d\varphi = 2\pi \cdot \left(\frac{-\delta}{\sqrt{1-\delta^2} \cdot (1+\sqrt{1-\delta^2})} \right) \cdot \sin(\alpha - \alpha) \quad (48)$$

Sloučením vypočítaných integrálů a vytknutých konstant dostaneme finální tvary pro dodané a odvedené teplo.



$$Q_d = -\frac{1}{2} p_m \cdot \sqrt{1 - \delta^2} \cdot 2\pi \cdot V_E \cdot \left(\frac{-\delta}{\sqrt{1 - \delta^2} \cdot (1 + \sqrt{1 - \delta^2})} \right) \cdot \sin a = \frac{\pi \cdot V_E \cdot \delta \cdot p_m \cdot \sin a}{\sqrt{1 - \delta^2} + 1} \quad (49)$$

$$Q_o = -\frac{1}{2} p_m \cdot \sqrt{1 - \delta^2} \cdot 2\pi \cdot V_E \cdot \kappa \cdot \left(\frac{-\delta}{\sqrt{1 - \delta^2} \cdot (1 + \sqrt{1 - \delta^2})} \right) \cdot \sin(a - \alpha) = \frac{\pi \cdot V_E \cdot \delta \cdot p_m \cdot \kappa \cdot \sin(a - \alpha)}{\sqrt{1 - \delta^2} + 1} \quad (50)$$

Celkové teplo Q_c dostaneme součtem Q_d a Q_o

$$Q_c = Q_d + Q_o = Q_d \left(1 + \frac{Q_o}{Q_d} \right) \quad (51)$$

Jestliže provedeme úpravu vzorce (52) tak, že dosadíme za Q_d a Q_o , dostaneme jednodušší výpočet Q_c .

$$\frac{Q_o}{Q_d} = \frac{\frac{\pi \cdot V_E \cdot \delta \cdot p_m \cdot \kappa \cdot \sin(a - \alpha)}{\sqrt{1 - \delta^2} + 1}}{\frac{\pi \cdot V_E \cdot \delta \cdot p_m \cdot \sin a}{\sqrt{1 - \delta^2} + 1}} = \frac{\kappa \cdot (\sin a \cdot \cos \alpha - \cos a \cdot \sin \alpha)}{\sin a} = \kappa \cdot \left(\cos \alpha - \frac{\sin \alpha}{\frac{\kappa \cdot \sin \alpha}{\tau + \kappa \cdot \cos \alpha}} \right) = -\tau \quad (52)$$

$$Q_c = Q_d(1 - \tau) \quad (53)$$

3.2 POUŽITÍ VZORCŮ PRO VLASTNÍ MODEL STIRLINGOVA MOTORU

V této podkapitole budu používat odvozené vzorce pro mnou vytvořený 3D model stirlingova motoru. Dále v této podkapitole nebudu uvádět veškeré hodnoty, ale pouze ty podstatné, jako je okamžitý objem a tlak. Dále zde použiji grafy závislostí.

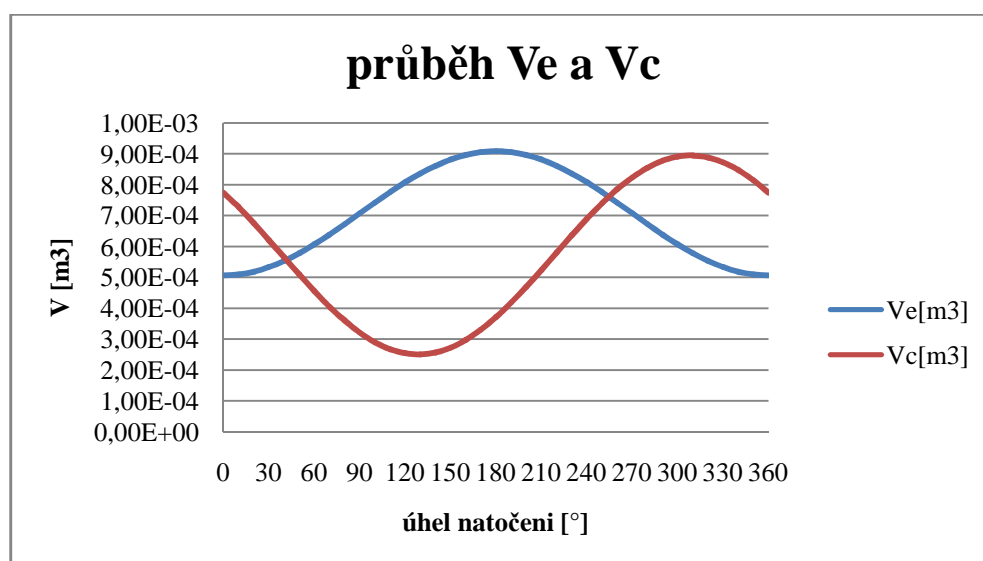
Nejdříve vypočítáme okamžité objemy podle vzorců (21) a (22). Tyto hodnoty uvedu v tabulce. Vzhledem k tomu, že se jedná o okamžité objemy v závislosti na natočení klikového hřídele jsem, volil přírůstek hodnoty úhlu po deseti stupních. Tato hodnota se mi zdála být ideální, jak pro množství výsledku, tak pro detaily vykreslení grafu.



Tabulka 1: hodnoty okamžitých objemů

ϕ [°]	V_c [m ³]	V_e [m ³]	ϕ [°]	V_c [m ³]	V_e [m ³]
0	7,74E-04	5,07E-04	190	4,19E-04	9,06E-04
10	7,27E-04	5,10E-04	200	4,70E-04	8,97E-04
20	6,76E-04	5,19E-04	210	5,25E-04	8,82E-04
30	6,21E-04	5,34E-04	220	5,81E-04	8,62E-04
40	5,65E-04	5,54E-04	230	6,36E-04	8,37E-04
50	5,10E-04	5,78E-04	240	6,90E-04	8,08E-04
60	4,56E-04	6,07E-04	250	7,40E-04	7,76E-04
70	4,06E-04	6,39E-04	260	7,86E-04	7,43E-04
80	3,60E-04	6,73E-04	270	8,24E-04	7,08E-04
90	3,22E-04	7,08E-04	280	8,55E-04	6,73E-04
100	2,91E-04	7,43E-04	290	8,78E-04	6,39E-04
110	2,68E-04	7,76E-04	300	8,91E-04	6,07E-04
120	2,55E-04	8,08E-04	310	8,95E-04	5,78E-04
130	2,51E-04	8,37E-04	320	8,89E-04	5,54E-04
140	2,57E-04	8,62E-04	330	8,73E-04	5,34E-04
150	2,73E-04	8,82E-04	340	8,48E-04	5,19E-04
160	2,98E-04	8,97E-04	350	8,15E-04	5,10E-04
170	3,31E-04	9,06E-04	360	7,74E-04	5,07E-04
180	3,72E-04	9,09E-04			

Z hodnot uvedených v tabulce (1) vznikne graf, na kterém lze vidět idealizaci pohybu pístů ve válci. Jak bylo zmíněno výše jedná se o sinusový pohyb. Dále zde uvidíme překrývání se objemů a velikost mrtvého objemu, který není vykreslený, ale nachází se mezi křivkou expanzního prostoru a osou úhlu natočení. Vzhledem k tomu, že tento objem je konstantní hodnota, musíme brát minimální hodnoty z křivky expanzního objemu. Dále lze v tomto grafu vidět objem, který je roven objemu v regenerátoru, od kterého je odečten překrývající se objem. Tato hodnota se nachází v minimu křivky kompresního objemu a osou úhlu natočení.

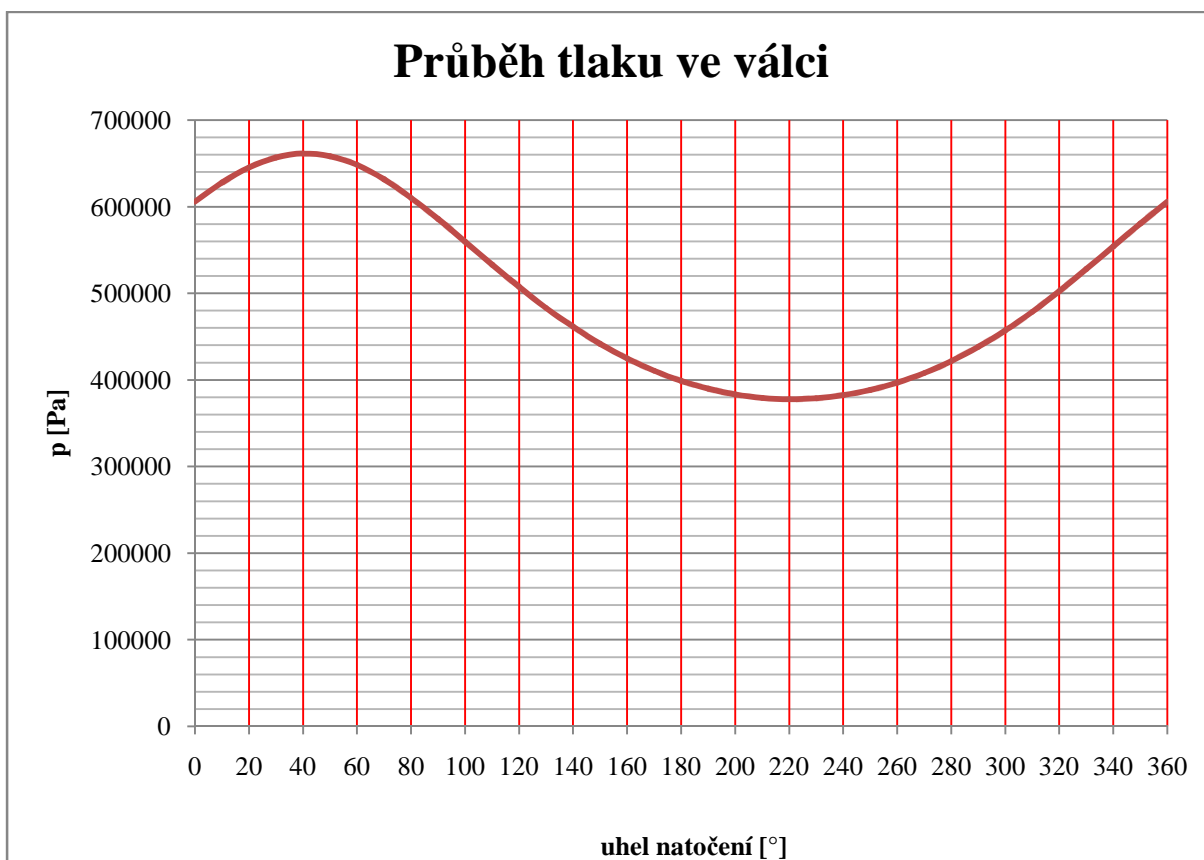




Dalším krokem v postupu výpočtu pomocí Schmidtovy metody je výpočet tlaku ve válci. Ve vzorci pro výpočet tlaku se nachází i hodnota úhlu natočení, z toho vyplývá, že grafem bude křivka, konkrétně sinusovka. Hodnoty uvedu jak ve formě tabulky, (kde jsem volbu intervalu úhlu natočení klikového hřídele volit stejně jako u objemu) tak i ve formě grafu.

Tabulka 2: tabulka hodnot okamžitého tlaku

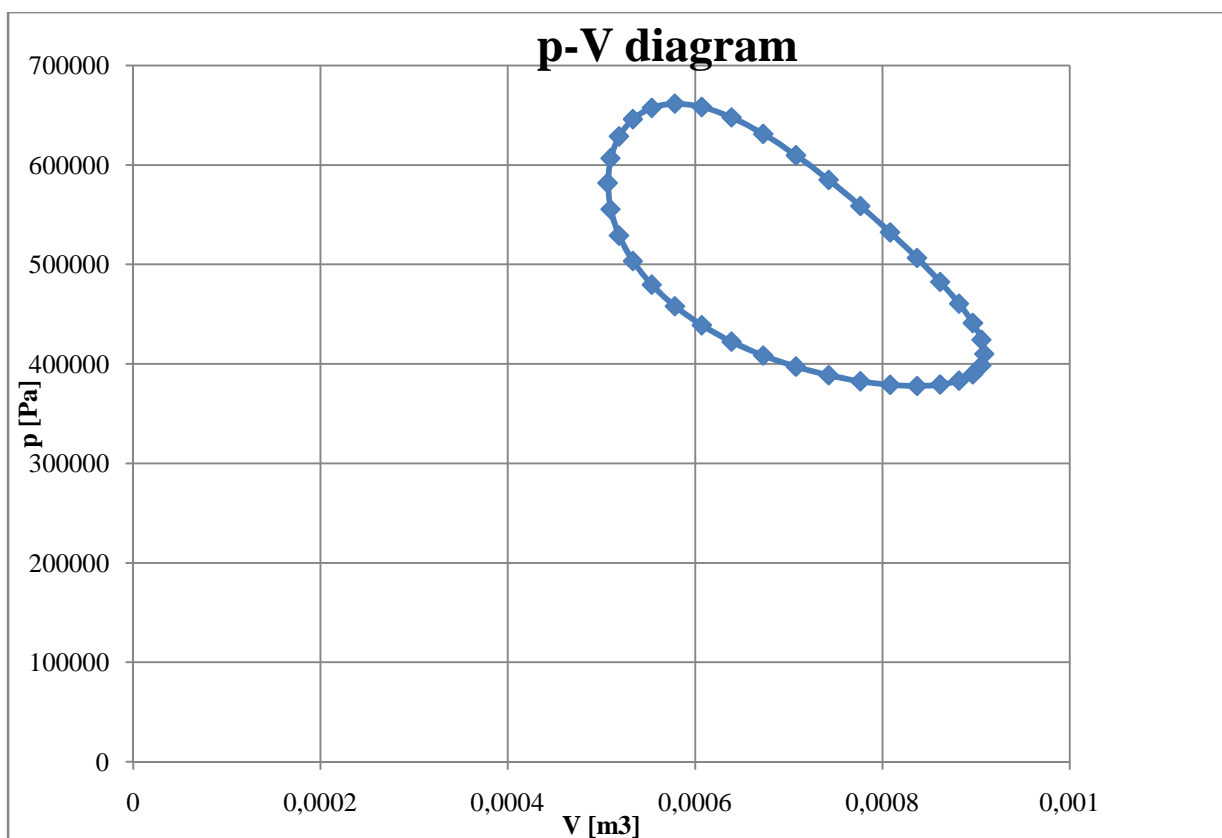
ϕ [°]	P[Pa]	ϕ [°]2	P[Pa]3	ϕ [°]4	P[Pa]5	ϕ [°]6	P[Pa]7
0	605835,4	100	559583,6859	200	383369,7	300	457300,2
10	627923	110	533071,1458	210	379414,2	310	478830
20	645466,5	120	507364,987	220	377940,7	320	502560,7
30	656998,6	130	483257,2228	230	378936,5	330	528010,7
40	661464,4	140	461274,6751	240	382410,4	340	554443
50	658435,8	150	441732,3332	250	388390,3	350	580825,9
60	648204,4	160	424790,2129	260	396919,9	360	605835,4
70	631717,6	170	410504,1708	270	408049,1		
80	610383,2	180	398866,8962	280	421821,2		
90	585812,8	190	389838,7436	290	438251,8		





V grafu lze vidět střední hodnotu grafu. Tato hodnota se odvíjí od přeplňování tlaku pracovního media ve válci. Tyto hodnoty mohou nabývat až tlaků okolo 200 bar. Tato hodnota má vliv na velikosti amplitudy. Ovšem výrazně se snižuje životnost motoru a zvyšují se výrobní náklady, ale je to za cenu zvýšení efektivity motoru. Dále je problém se zvýšeným tlakem utěsnění mezi pístnici přepouštěcího pístu a pracovním pístem.

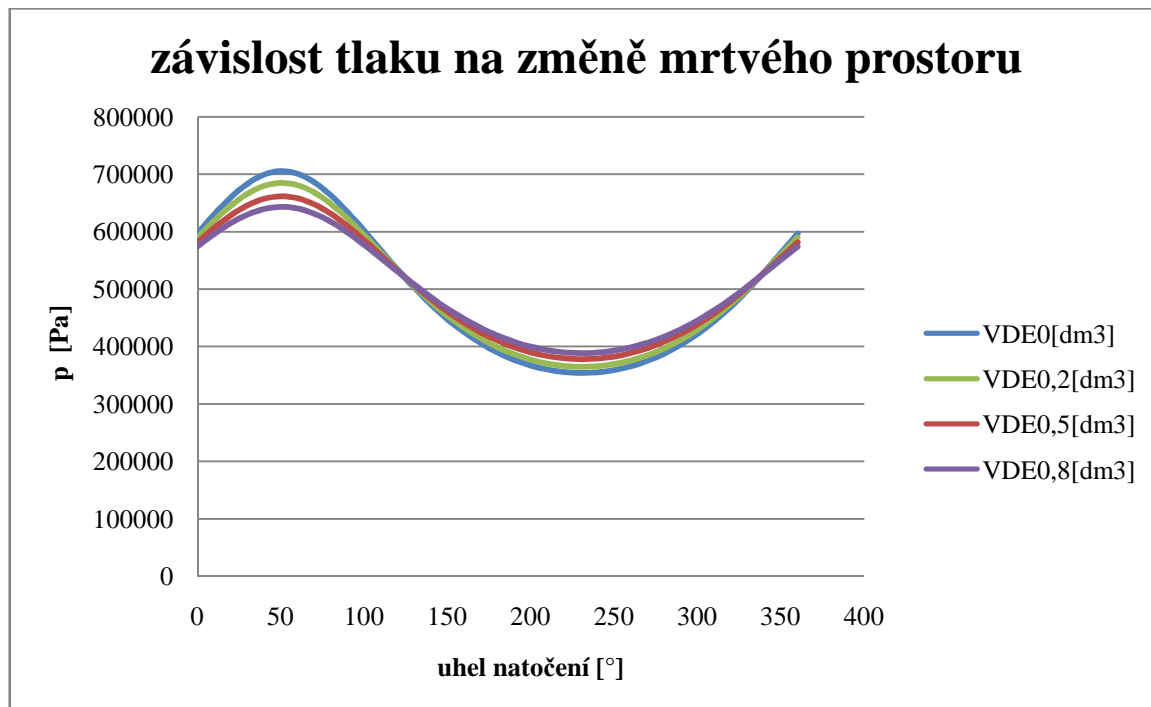
V této chvíli je možnost vytvořit p-V diagram skutečného termodynamického oběhu. Pojem skutečného je použit i přes to, že Schmidtova metoda má zjednodušující předpoklady. Ovšem tyto předpoklady nemají zase tak úplně zásadní vliv na tvar křivky mezi skutečnými v praxi naměřenými hodnotami a hodnotami získanými právě ze Schmidtovy metody.



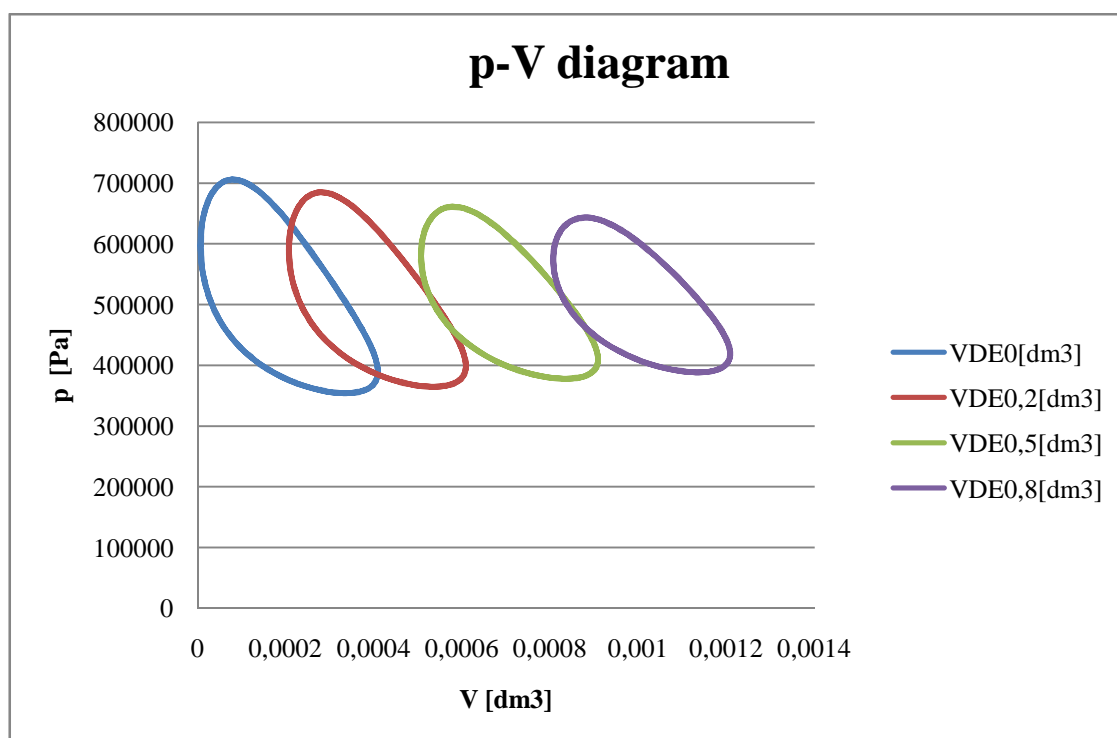
Jak je v grafu vidět, výsledná křivka je posunuta hodně k pravé části grafu. Toto posunutí způsobila velikost hodnoty mrtvého objemu, což je nepříznivé na výkon motoru. Tento objem snižuje maximální tlak tzn. že sinusovka v grafu průběhu tlaku se napřimuje a stává se z ní přímka. Proto konstrukce vyžaduje různé tvarové doplňky jak pracovního pístu, tak hlavně přepouštěcího pístu. Ovšem v mém řešení se navíc vyskytuje samočinný dvoucestný ventil, který mi tento objem zvyšuje. Samotnému ventilu se budu věnovat v další kapitole. Důvod použití tohoto ventilu bylo zvýšení regenerátoru. Vysvětlení této myšlenky bude v další kapitole společně se samočinným ventilem. V dalším grafu ukážu závislost změny mrtvého objemu na tvaru a poloze křivky termodynamického objemu v p-V diagramu.



Nejdříve zde uvidíme graf závislosti tlaku na natočení klikového hřídele, kde se bude měnit pouze mrtvý objem.



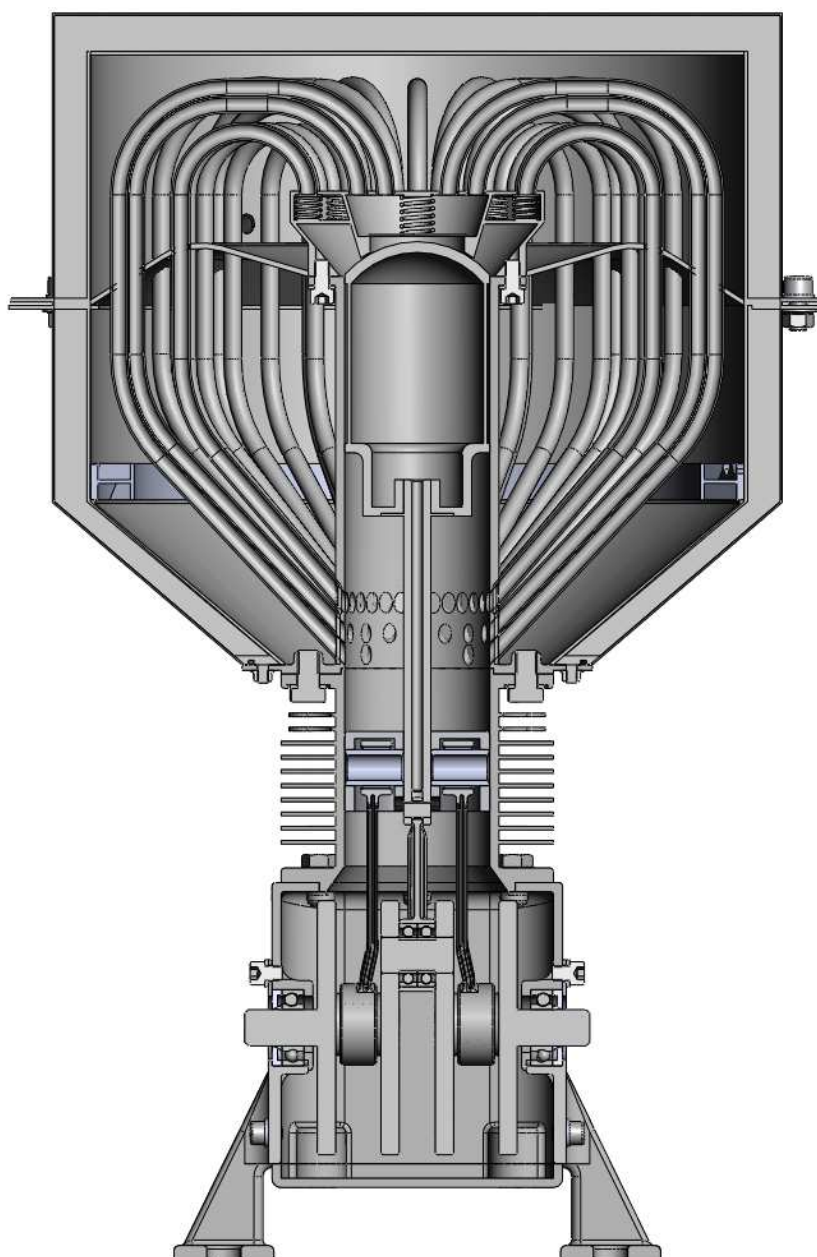
V grafu je vidět, že rozdíl velikosti hodnoty tlaku je vyšší v maximu než v minimu. Toto je dáno tím, že mrtvý objem se počítá do expanzního objemu a objem regenerátoru do kompresního objemu.





4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ A PEVNOSTNÍ ANALÝZA STIRLINGOVA MOTORU S DVOUCESTNÝM REGENERÁTOREM

V této kapitole se seznámíme s vybranými prvky stirlingova motoru s beta modifikací. Jednotlivé vybrané díly byly vymodelovány v 3D softwaru a následně v tomtéž softwaru byly i zkontrolovány pevnostně. Tento software se jmenuje Solidworks. Nejdříve se seznámíme s celou sestavou, pro plný náhled se na sestavu podíváme v řezu.



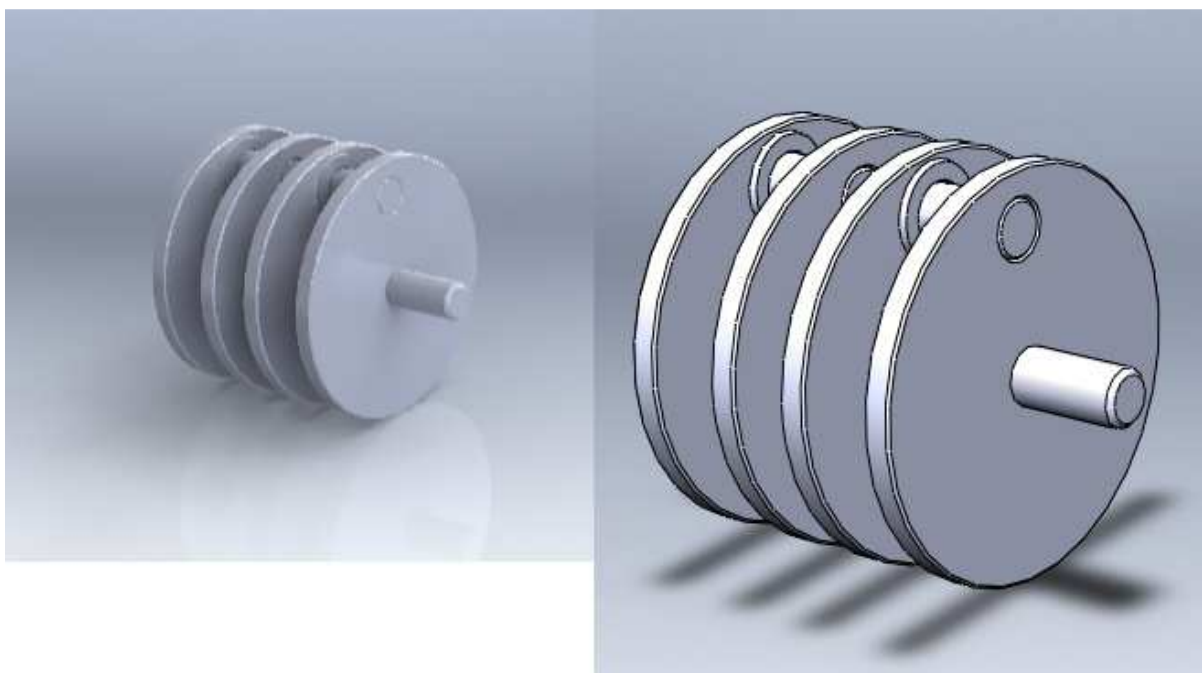
Obrázek 30: sestava stirlingova motoru s regenerátorem:



Na obrázku je vidět, že jsem z převážné většiny použil kuličková ložiska. Je to z důvodu, že mají mnohem menší tření než kluzná ložiska, další důvod je, že síly působící na klikový mechanismus jsou mnohem menší než u klikového mechanismu ve spalovacím motoru a poslední důvod je, že nárůst tlaku ve válci je pozvolný a nedochází zde k tak rychlému nárůstu tlaku jako je tomu u spalovacího motoru. Další důvod použití kuličkového ložiska je, že není potřeba mít olejovou náplň, ložiska jsou od výroby krytá, kde se uvnitř nachází mazivo. Kluzná ložiska byla použita pouze u pístnice přepouštěcího pístu a u čepů pracovního pístu. Zde je pohyb kývající a kluzná ložiska jsou vyrobená ze samomazných pórovitých materiálů. Použití těchto materiálů je i u těsnění přemísťovacího pístu a pracovního pístu. Dalším místem kde dochází ke třetí je místo pístnice a pracovního pístu, zde je těsnění zajištěno pomocí labyrintového těsnění.

4.1 KLIKOVÁ HŘÍDEL

Klikovou hřídel jsem navrhnul pomocí stejné koncepce, která se používala ve firmě Jawa. Jedná se o skládanou klikovou hřídel. K tomuto rozhodnutí mě vedlo použití kuličkových ložisek. Druhou z možností bylo použít řešení, které se objevilo u firmy Praga, kde hlavní ložisko mělo větší průměr než velikost samotného zalomení, ale ojnicní ložisko by muselo být opět dělené a tudíž kluzné. Proto jsem použil řešení skládané klikové hřídele. Takto konstruovaná kliková hřídel slouží i zároveň jako část setrvačníku. Ovšem jestli to setrvačnick nahradí úplně, by se muselo ověřit výpočtem.

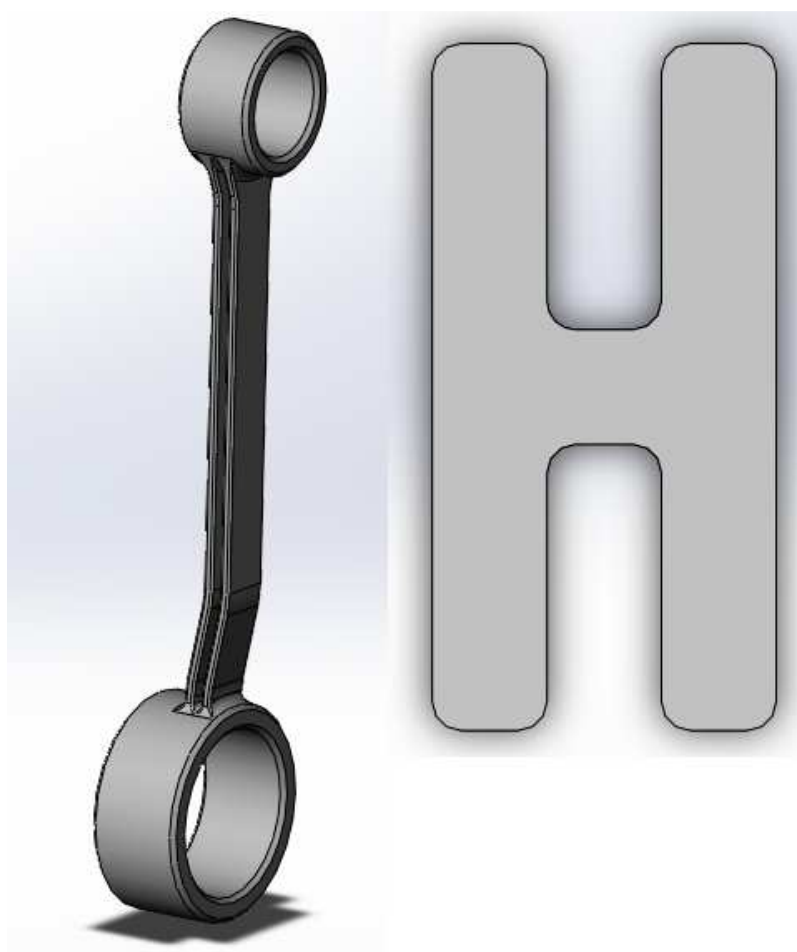


Obrázek 31: vlevo je vygenerovaný skutečný vzhled a vpravo je model klikové hřídele



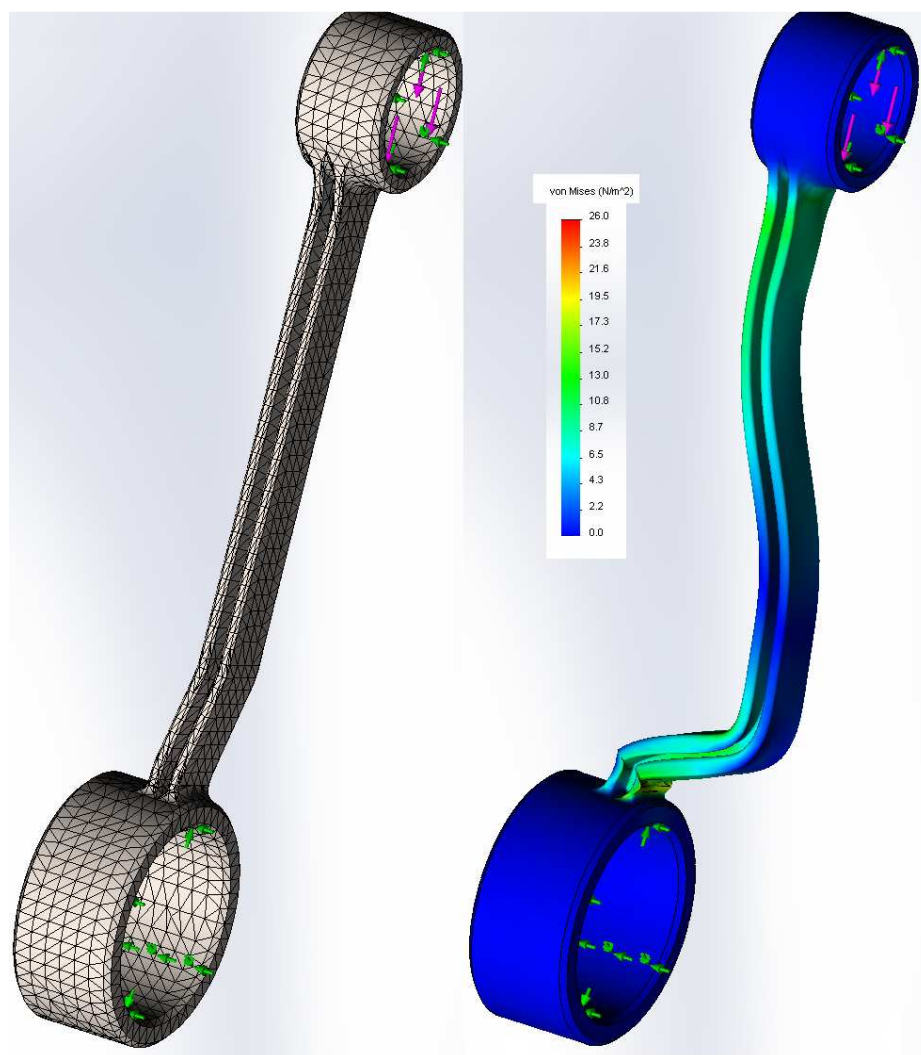
4.2 OJNICE PRACOVNÍHO PÍSTU

Ojnice pracovního pístu slouží k přenosu síly od pracovního media na klikovou hřídel. V tomto modelu jsem použil dvě a to z konstrukčního důvodu. Jednak v ose válce je použita ojnice pro přemísťovací píst, což zabraňuje použít zde ojnici pracovního pístu. Použití jedné ojnice, která by navíc nebyla umístěna v ose válce, by způsobila křížení pracovního pístu, což by vedlo ke zvýšení tření mezi pístem a válcem, dále by bylo více namáhané kluzné ložisko a samozřejmě i ojnice. Proto jsem použil dvě ojnice, které mají slabší průřez z důvodu polovičního namáhání. Průřez a tvar ojnice jsem zkonstruoval tak, aby při pohybu nenarážela do válce, což bylo velice časté z důvodu umístění ojnice na kraji válce.



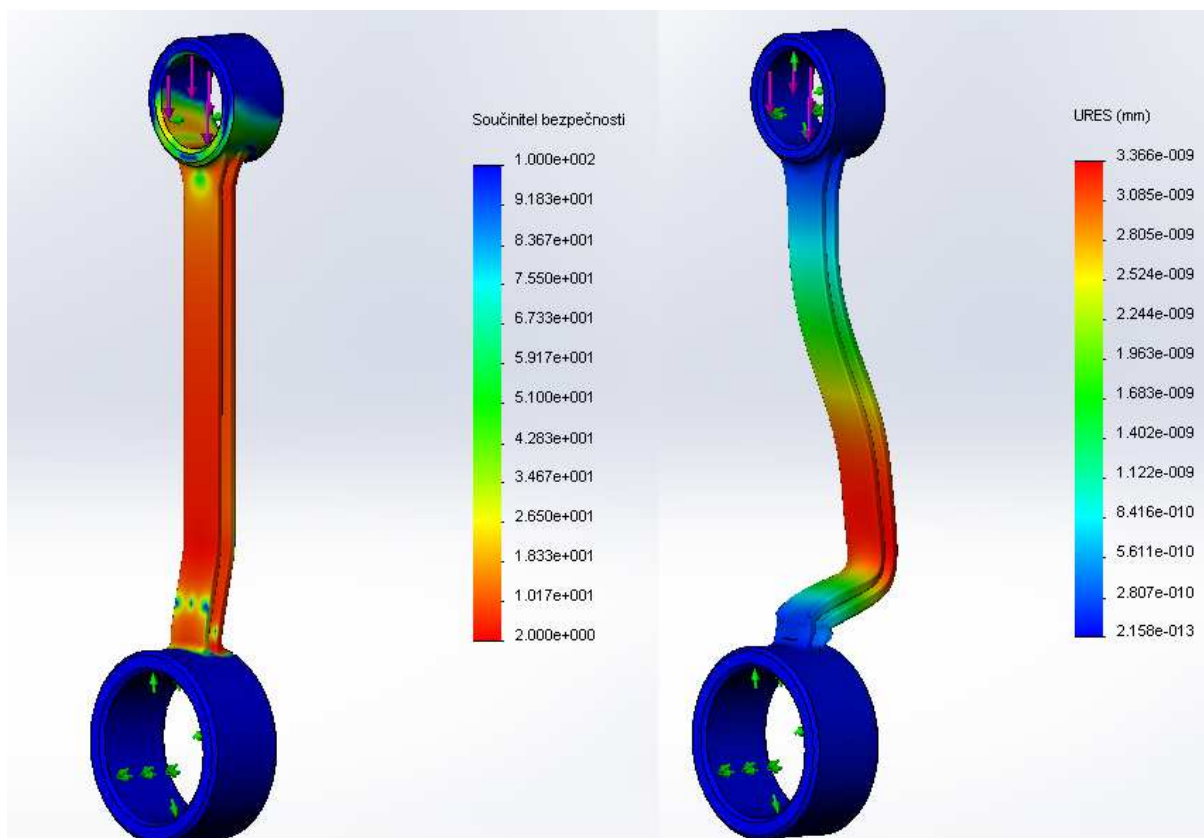
Obrázek 32: ojnice pracovního pístu a její průřez tvaru H

Z důvodu že, dřík je takhle tvarově konstruován, byl tenhle díl podroben MKP analýze. Snahou bylo, aby dřík byl co možná nejrovnější, ovšem při narovnání jeho střednice docházelo ke kontaktu s válcem. Z toho důvodu jsem byl nucen změnit i průřez dříku tak, aby docházelo k co nejmenším deformacím. Následujícím krokem si ukážeme síť modelu, poté velikost napětí podle von Mises a posunutí jednotlivých prvků. Deformovaný tvar mnohonásobně zvětšen, je to pro rozpoznání změny tvaru modelu.



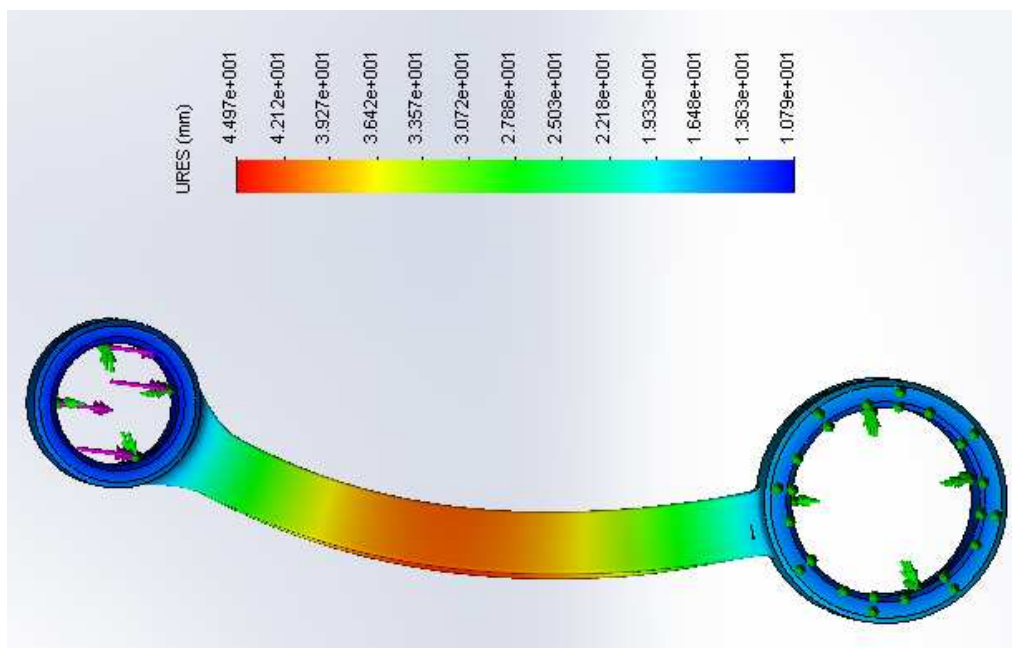
Obrázek 33: vlevo jde vidět vysíťovaný model a vpravo je napětí podle von Mises

Deformace modelu proběhla podle mého očekávání, kde nejhorší místa jsou v prvním zalomení a před uchycením dříku k pístnímu oku. Ovšem co se týče největšího posunu, tak ten nastane jinde. Pro lepší představu zde ukážu i obrázek, který se bude týkat bezpečnosti



Obrázek 34: vlevo je rozložen po celém modelu součinitel bezpečnosti a vpravo je zobrazeno posunutí

Bohužel tento software nezahrnuje do dynamické analýzy i vzpěr, ale má ho vyřešený zvlášť. Proto jsem provedl druhou studii zaměřenou pouze na vzpěr. Obrázek zde vložím naležato a to z důvodu využití místa na stránce.

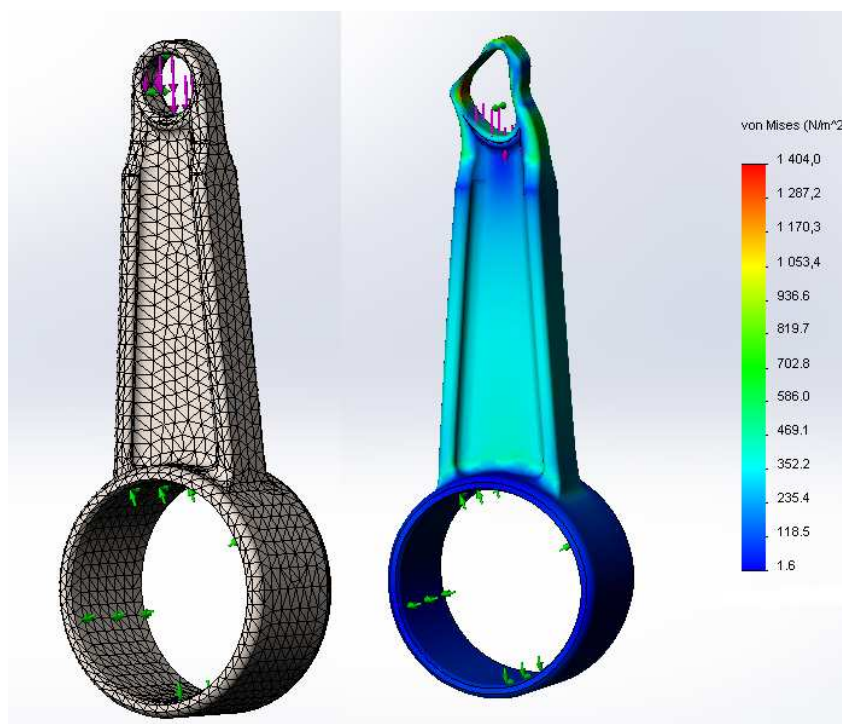


Obrázek 35: namáhání na vzpěr

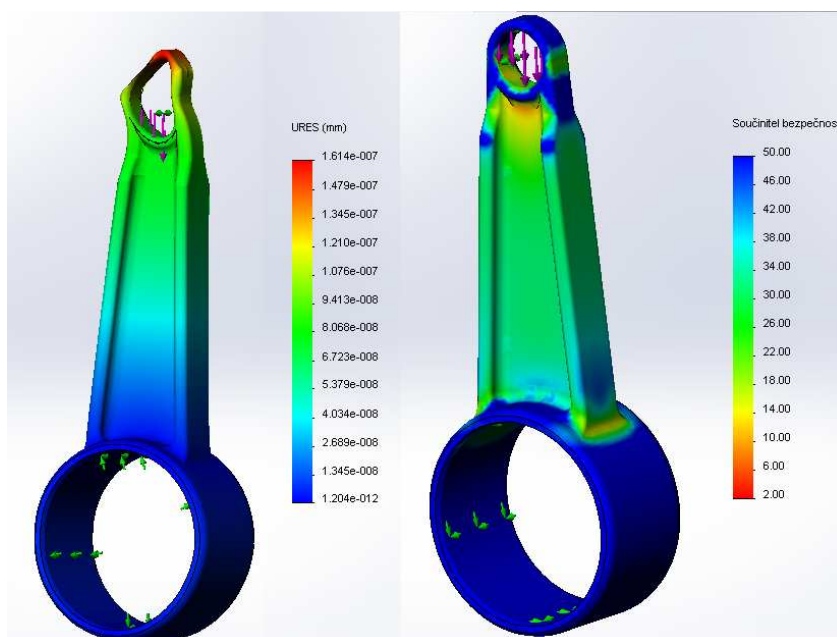


4.3 OJNICE PŘEMISŤOVACÍHO PÍSTU

Slouží jako ovládací člen přemísťovacího pístu. Zatížení této ojnice je menší. Výsledná síla je složena ze setrvačné síly od hmoty přemísťovacího pístu, od odporu vzduchu, který musí proudit přes samočinný ventil do přemísťovacích trubek a od třecí síly, která vzniká mezi přemísťovacím pístem a stěnou válce. Dále je tato ojnice kratší než ojnice pracovního pístu a to z důvodu konstrukce.



Obrázek 36: vlevo je vysítovaný model a vpravo je napětí podle von Mises

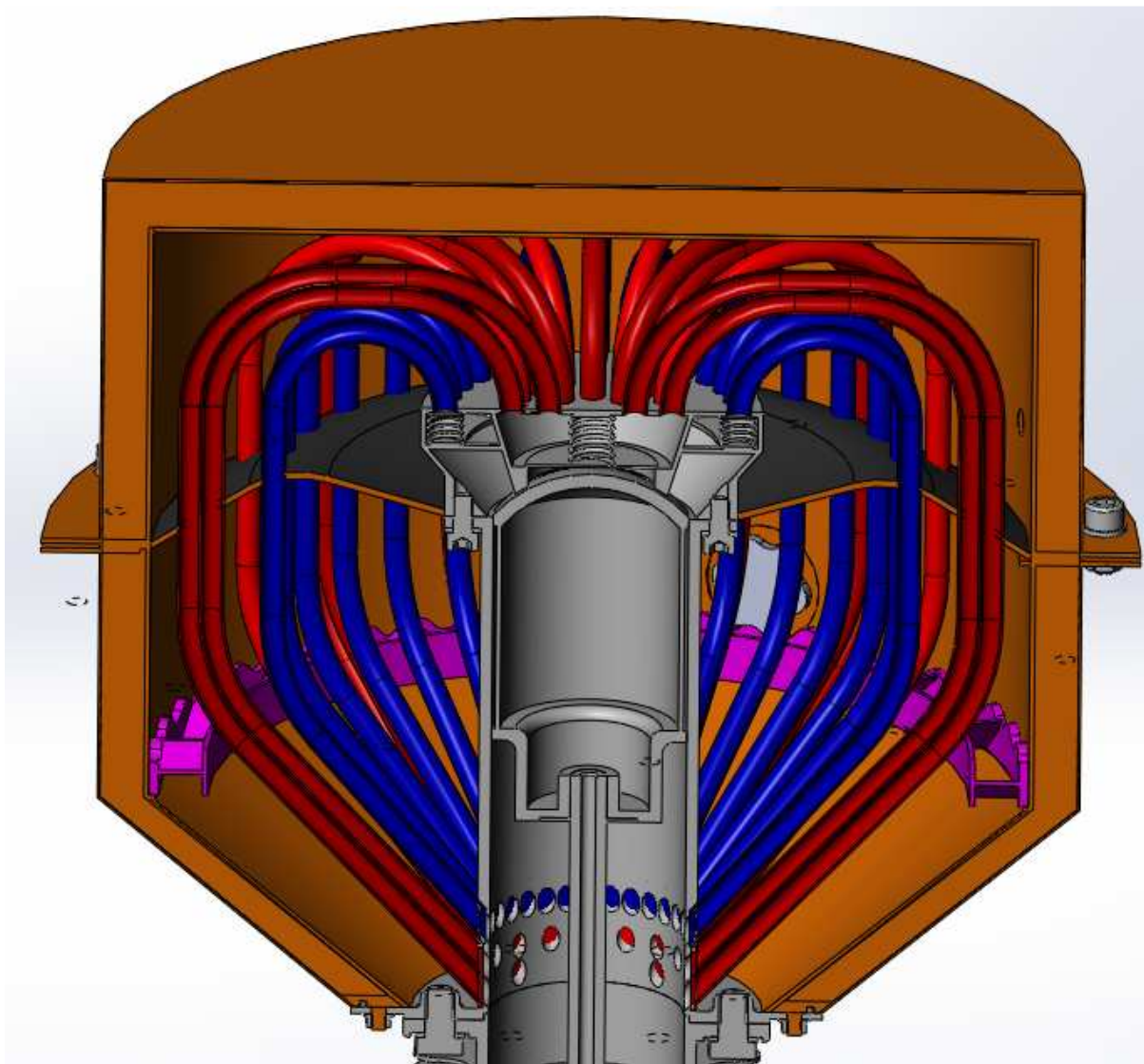


Obrázek 37: vlevo je prodloužení a vpravo je rozložení součinitele bezpečnosti



4.4 SAMOČINNÝ DVOUCESTNÝ VENTIL

Takto konstruovaný samočinný ventil se nenachází na žádném dosud reálném stirlingově motoru. Zařazení tohoto prvku do sestavy byl z důvodu zvětšení tepelné účinnosti regenerátoru. Myšlenkou bylo, aby teplotní rozdíl mezi pracovním médiem a regenerátorem byl co největší. Tento ventil mi zaručuje, že pracovní medium vstupuje do regenerátoru respektive do chladné komory jinou cestou, než když pracovní medium proudí z chladné komory přes regenerátor do horké komory. Pro lepší vysvětlení použiji obrázek.

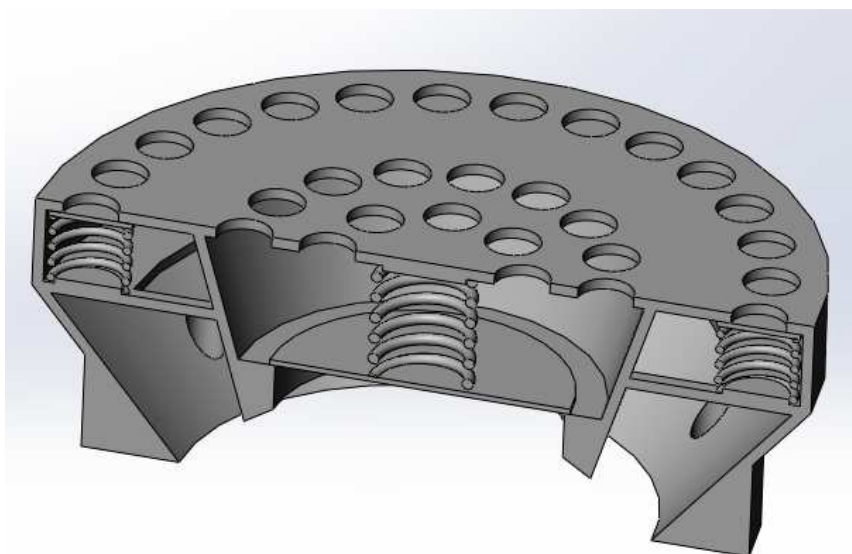


Obrázek 38: princip dvoucestného samočinného ventilu

Oranžovou barvou je zobrazen regenerátor. Samotný regenerátor je rozdělen příčkou, která má barvu černou. Toto rozdělení dělí regenerátor na ohřívák, ve kterém se spaluje plyn a dochází k ohřívání pracovního media. Pod příčkou se nachází regenerátor, který je naplněn kapalinou, konkrétně brzdovou kapalinou, aby snesla vysokou teplotu. Pro lepší cirkulaci kapaliny je použito oběžné kolo, které je uloženo kluzně a poháněno elektromotorem. Tuto cirkulaci jsem použil po konzultaci, kde jsem se dozvěděl, že přirozená konvekce by zde



nefungovala. Samotný samočinný ventil rozděluje cestu pracovního media. Jakmile dojde k pohybu přepouštěcího pístu směrem k horní úvratí, tak tlak vzduchu překoná odpor pružin a otevře se klapka a pracovní medium začne proudit přes regenerátor do chladné komory přes převodní trubky, které jsou označené červenou barvou. Dojde k průchodu přes regenerátor, kde zanechá většinu tepla. Zbytek se dochlazuje ve studené komoře. Jakmile přepouštěcí píst se začne pohybovat směrem k dolní úvratí, dojde k otevření druhé klapky a pracovní medium začne proudit přes přepouštěcí trubky, které jsou označené modře. Toto studené pracovní medium se začne nejprve ohřívat v regenerátoru, kde kapalina předá teplo pracovnímu mediu přes měděnou převodní trubku. Zbytek ohřátí se dodělá v ohříváku.



Obrázek 39: řez samočinným ventilem

Rozšíření těla samočinného ventilu jsem provedl z důvodu umístění většího počtu převodních trubek, abych zmírnil hydraulické ztráty v trubkách. Toto rozšíření mi umožnilo po konstrukční stránce zvětšit i průměr trubek. Ovšem vše je na úkor většího mrtvého objemu, což je negativní vliv, který byl popsán v předchozí kapitole.

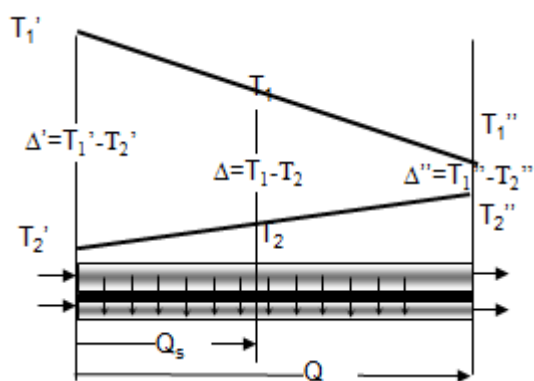


5 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET VÝMĚNÍKU TEPLA V REGENERÁTORU

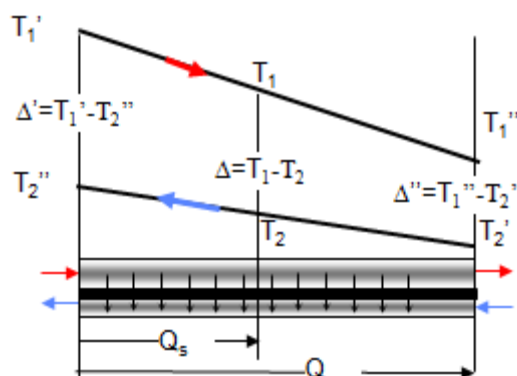
Z p-V diagramu jsem si výpočtem obsahu plochy zjistil hodnotu tepla, které je potřeba odebrat v regenerátoru.

$$Q_{st} = 66,69 J$$

Vzhledem k tomu, že zde dochází k nucené konvekci a směr proudu kapaliny je opačný než směr proudu spalín u obou případů, tak se jedná o tepelný výměník protiproudý. Vzorec pro výpočet převedeného tepla je shodný jak pro protiproudý tak i pro souproudý. Ale u protiproudého výměníku tepla je větší teplotní rozdíl.



Obrázek 40: souproudý výměník tepla



Obrázek 41: protiproudý výměník tepla

Vzorec pro výpočet odvedeného tepla

$$Q_{ov} = k \cdot S \cdot \frac{\Delta'' - \Delta'}{\ln \frac{\Delta''}{\Delta'}} \quad (54)$$

Výpočet součinitele prostupu tepla k jsem provedl podle skript parní kotle



$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (55)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny α_1

$$\alpha_1 = \xi \cdot \alpha_k + \alpha_s \quad (56)$$

Kde ξ je součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění spalín výhřevnou plochou. Zahrnuje vliv neúplné pokrytí spalín převáděcí plochy. Pro nás tento součinitel roven 1.

Další součinitel je α_k , který charakterizuje přestup tepla konvekcí.

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{W_d}{\nu}\right)^{0,65} \cdot P_r^{0,33} \quad (57)$$

C_z je oprava na počet podélných řad, kde rozhodující počet je roven deseti. V mém případě je počet vyšší než deset, a proto je tento součinitel roven 1. C_s je oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči. Z těchto výpočtů je součinitel roven 3. λ je součinitel tepelné vodivosti, d je průměr potrubí, W_d je rychlost proudění spalín v potrubí, ν je součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu a P_r je Prandtlovo číslo při střední teplotě proudu.

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 3 \cdot \frac{76,3 \cdot 10^3}{0,008} \cdot \left(\frac{5}{155 \cdot 10^6}\right)^{0,65} \cdot 0,6^{0,33} = 46,38 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

ve vzorci (56) nám chybí ještě α_2 , který zahrnuje vliv přestupu tepla ze stěny d chladicího media. Tento součinitel se vypočítá pomocí grafů a jednoho vzorce.

$$\alpha_2 = c_t \cdot \alpha_N \quad (58)$$

Po dosazení všech hodnot do vzorců je výpočet odvedeného tepla Q jednoduchý, Jediný problém nastává s odhadem teplot tykajících se chladicího media. Tyto hodnoty jsem zvolil 300,15 K a 800,15 K. Po dosazení a výpočtu byla hodnota odvedeného tepla $Q = 1656$ J. Což je mnohonásobně více než je potřeba.

Výpočet tepla předaného z tepelného výměníku do pracovního media jsem neprováděl, z důvodu že výpočet je totožný, s jediným rozdílem a to pro výpočet součinitele přestupu tepla, kde se liší hodnota rychlosti kapaliny. Velikost hodnoty povrchu stěn pro přestup tepla je téměř totožný, a tak usuzuji že hodnota převedeného tepla pracovnímu mediu bude opět dostatečná.



ZÁVĚR

Během práce se moje názory na použití toho řešení regenerátoru změnily. Faktorů, které tento názor podporují, je více. Když začnu tím, z mého hlediska největším, faktorem tak se jedná o zvětšení mrtvého prostoru. Jedná se o prostor, který zaujímá řešení dvoucestného samočinného ventilu, které jsem zde navrhnul a zkonstruoval. Dalším prostorem je objem převodních trubek, kterých je tam z důvodů snížení hydraulických ztrát dvakrát více než u běžného provedení. Samozřejmě dvojnásobné množství je jich použito kvůli dvěma cestám, které pracovní medium vykonává. Dalším faktorem je náročnost výroby. Je to z důvodu množství trubek, které jsou posazeny vůči sobě ve velmi malé blízkosti. Toto bude problematické spojení, protože jde o vzduchotěsné spoje, které budou cyklicky namáhány jediné možné spojení je pomocí pájení na tvrdo. Dalším faktorem je výrobní cena. Podle mého úsudku bude tato cena násobně větší, než použití původní koncepce. Ovšem tyto faktory by mohli vynahradit zvýšení účinnosti regenerátoru a tudíž i celého motoru. Výpočet přestupu tepla v takovém prostoru jak mám použito já je velmi komplikované a stejně by výsledky nebyly plně důvěryhodné, z toho důvodu bych navrhl výrobu prototypu, kde by se všechny potřebné hodnoty změřily a porovnály s motorem s běžnou koncepcí regenerátoru.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] WALKER, G. Stirling-cycles machines. Greate Britain : Oxford University Press, 1973. 156 s. ISBN 80-2142029-4.
- [2] HIRATA.K [online]. 1997 [cit. 2011-05-07]. SCHMIDT THEORY FOR STIRLING ENGINES. WWW stránky:
<<http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/academic/schmidt/schmidt.htm>>.
- [3] ORGAN, A. J.: The regenerator and Stirling Engine
- [4] BUDAJ, FLORIAN: Parní kotle :podklady pro tepelný výpočet 1992, (vypůjčeno z areálové knihovny)
- [5] JAN LEINVEBER, PAVEL VÁVRA: Strojnické tabulky, druhé doplněné vydání
- [6] Použití obrázků z <http://stirlingmotor.cz/princip.html>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[-]$	součinitel
A_w	$[-]$	součinitel
B	$[-]$	součinitel
B_w	$[-]$	součinitel
k	$[-]$	součinitel prostupu tepla
M	$[kg]$	celková hmotnost pracovního média
M_c	$[kg]$	hmotnost pracovního média v kompresním prostoru
M_e	$[kg]$	hmotnost pracovního média v expanzním prostoru
M_R	$[kg]$	hmotnost pracovního média v regenerátoru
n	$[1/min]$	otáčky motoru
p	$[Pa]$	tlak ve válci stirlingova motoru
p_m	$[Pa]$	střední tlak ve válci
Q_c	$[J]$	celkové teplo
Q_d	$[J]$	teplo dodané do termodynamického oběhu
Q_o	$[J]$	teplo odevzdané z termodynamického oběhu
Q_{ov}	$[J]$	teplo odvedené ve výměníku tepla
Q_{st}	$[J]$	teplo stirlingova motoru
R	$[J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}]$	univerzální plynová konstanta
S	$[-]$	koeficient redukováného objemu
T_c	$[K]$	minimální teplota pracovního média
T_c	$[K]$	teplota v kompresním prostoru
T_E	$[K]$	teplota v expanzním prostoru
T_h	$[K]$	maximální teplota pracovního média
T_{max}	$[K]$	maximální teplota pracovního média
T_{min}	$[K]$	minimální teplota pracovního média
T_R	$[K]$	teplota regenerátoru
V	$[m^3]$	objem motoru
V_B	$[m^3]$	objem překrytí pístu
V_C	$[m^3]$	zdvihový objem v kompresním prostoru
V_c	$[m^3]$	okamžitý objem v kompresním prostoru
V_{DC}	$[m^3]$	mrtvý objem kompresního prostoru



V_{DE}	$[m^3]$	mrtvý objem expanzního prostoru
V_E	$[m^3]$	zdvihový objem v expanzním prostoru
V_e	$[m^3]$	okamžitý objem v expanzním prostoru
V_R	$[m^3]$	objem regenerátoru
V_R	$[m^3]$	objem regenerátoru
W_{st}	$[J]$	práce Stirlingova motoru
X_B	$[-]$	poměrný překrývající se objem
X_C	$[-]$	poměrný mrtvý kompresní objem
X_E	$[-]$	poměrný mrtvý expanzní objem
X_R	$[-]$	poměrný mrtvý objem regenerátoru
α	$[^\circ]$	fázový posun
α_1	$[-]$	součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny
α_2	$[-]$	součinitel přestupu tepla ze stěny do chladícího media
α_k	$[-]$	přestup tepla konvekcí
δ	$[-]$	podíl A_w / B_w
η	$[-]$	termická účinnost
κ	$[-]$	objemový poměr
ξ	$[-]$	součinitel využití prostoru
τ	$[-]$	teplotní poměr
φ	$[^\circ]$	natočení klikového hřídele
χ	$[-]$	součinitel objemů



SEZNAM PŘÍLOH